



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS
ÁREA DE INGENIERÍA TÉRMICA

PROYECTO FIN DE CARRERA
INGENIERÍA INDUSTRIAL

**ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO
COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG**

AUTOR: CARLOS DANIEL MARTÍN DÍAZ

TUTOR: DOMINGO JOSÉ SANTANA SANTANA

LEGANÉS, ABRIL 2015



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

Resumen:

Dentro del gran alcance que se puede dar a los estudios de plantas de ciclos combinados, el presente estudio se centra en analizar un ciclo combinado convencional con turbina de gas, y en condiciones de diseño.

En concreto, se trata de realizar un análisis termodinámico de un ciclo combinado en configuración mono eje 1x1 con recalentamiento y tres niveles de presión, con turbina de gas refrigerada por sistema vapor-aire y posteriormente un análisis de transferencia de calor en los intercambiadores del HRSG (Heat Recovery Steam Generator)

Para el análisis termodinámico, se ha desarrollado un modelo de simulación para el conjunto compresor-turbina de gas y otro modelo para el sistema HRSG-turbina de vapor. En estos modelos se ha considerado que la refrigeración de las primeras etapas de la turbina de gas se realiza, en una parte, con vapor procedente del ciclo de vapor en lazo cerrado, y en otra mediante la mezcla de los gases de combustión con aire procedente del compresor.

Mediante dichos modelos se pueden obtener los parámetros representativos del ciclo combinado, como por ejemplo: rendimiento, potencias generadas, calor transferido en los intercambiadores del HRSG, etc., en las condiciones de diseño especificadas.

Para el estudio de transferencia de calor, partiendo del análisis termodinámico anterior, se ha desarrollado un procedimiento de cálculo que proporciona diversas soluciones para los intercambiadores del HRSG, en función de su sección transversal y de un criterio de optimización fijado, permitiendo variar este criterio en función del tipo de solución a obtener.



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

ÍNDICE:

1. INTRODUCCIÓN	1
2. OBJETO Y ALCANCE.....	2
3. CONCEPTOS BÁSICOS DE CICLOS COMBINADOS	7
3.1. CICLO BRAYTON	8
3.2. CICLO RANKINE	13
3.3. CICLOS COMBINADOS GAS VAPOR	17
3.3.1. CICLOS COMBINADOS CON UN NIVEL DE PRESIÓN	20
3.3.2. CICLOS COMBINADOS CON DOS NIVELES DE PRESIÓN	26
3.3.3. CICLOS COMBINADOS CON TRES NIVELES DE PRESIÓN	29
3.3.4. CICLOS COMBINADOS CON RECALENTAMIENTO.....	31
4. ELEMENTOS CONSTRUCTIVOS PRINCIPALES Y CONFIGURACIONES DE LOS CICLOS COMBINADOS GAS-VAPOR	32
4.1. ELEMENTOS CONSTRUCTIVOS PRINCIPALES	32
4.1.1. LA TURBINA DE GAS	32
4.1.2. LA TURBINA DE VAPOR	36
4.1.2.1. Particularidades de las turbinas de vapor.....	37
4.1.2.2. Configuraciones de las turbinas de vapor	38
4.1.3. LA CALDERA RECUPERADORA DE CALOR (HRSG)	39
4.1.3.1. Circuito agua - vapor en el HRSG	40
4.1.3.2. Calderas de recuperación con y sin postcombustión	42
4.1.3.3. Calderas de recuperación horizontales y verticales	43
4.2. CONFIGURACIONES BÁSICAS DE CICLOS COMBINADOS	45
4.2.1. MONOEJE	45



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

4.2.2. MULTIEJE	46
5. CICLOS COMBINADOS REGULARES	49
6. SIMULACIÓN NUMÉRICA.....	52
6.1. DESCRIPCIÓN DEL CICLO, HIPÓTESIS REALIZADAS Y DATOS DE PARTIDA	52
6.1.1. DESCRIPCIÓN Y DATOS DE PARTIDA.....	52
6.1.1.1. Hipótesis de diseño	52
6.1.1.2. Datos de partida	53
6.1.1.3. Parámetros de diseño	57
6.1.2. PROCESO DE COMBUSTIÓN.....	58
6.1.3. DETERMINACIÓN DEL GASTO DE COMBUSTIBLE.....	62
6.1.4. DETERMINACIÓN DEL GASTO DE PRODUCTOS DE LA COMBUSTIÓN.....	62
6.1.5. DETERMINACIÓN DE PROPIEDADES DE LOS PRODUCTOS DE LA COMBUSTIÓN	64
6.2. SIMULACIÓN DEL CICLO BRAYTON.....	68
6.2.1. DESCRIPCIÓN DEL MODELO DE CÁLCULO UTILIZADO	68
6.2.2. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO.....	72
6.2.2.1. Condiciones del aire en compresor-cámara de combustión:.....	72
6.2.2.2. Determinación del dosado relativo y gasto de combustible en la cámara de combustión:	74
6.2.2.3. Cálculos previos para la determinación de las condiciones del gas en la turbina:.....	76
6.2.2.4. Número de etapas refrigeradas por vapor y por aire. Presiones, temperaturas, trabajo desarrollado y calor eliminado en las etapas refrigeradas por vapor.	77



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

6.2.2.5. Final de la primera etapa refrigerada por aire (o comienzo de la siguiente etapa):.....	79
6.2.2.6. Resto de etapas refrigeradas por aire:	81
6.2.2.7. Etapas no refrigeradas:	81
6.2.2.8. Cálculos complementarios	82
6.3. SIMULACIÓN DEL CICLO RANKINE	85
6.3.1. DESCRIPCIÓN DEL MODELO DE CÁLCULO UTILIZADO.....	85
6.3.2. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO.....	88
6.3.3. CÁLCULOS COMPLEMENTARIOS.....	110
6.4. RENDIMIENTO DEL CICLO COMBINADO REGULAR 107H	111
7. RESULTADOS DEL CÁLCULO TERMODINÁMICO DEL CICLO COMBINADO 107H.....	112
7.1. RESULTADOS DEL CICLO DE VAPOR.....	113
7.2. RESULTADOS DEL CICLO DE GAS.....	114
7.3. DIAGRAMA DE PROCESO DEL CICLO REGULAR 107H.....	115
7.4. DIAGRAMA T-s DEL CICLO	116
7.5. POTENCIAS Y RENDIMIENTO	116
7.6. CALOR TRANSFERIDO EN LA CALDERA RECUPERADORA.....	117
8. PREDISEÑO DE LA CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR	118
8.1. INTRODUCCIÓN	118
8.2. CRITERIOS DE DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES.....	120
8.2.1. DIMENSIONADO DE ECONOMIZADORES	120
8.2.2. DIMENSIONADO DE EVAPORADORES.....	120
8.2.3. DIMENSIONADO DE SOBRECALENTADORES Y RECALENTADORES.....	121



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

8.3. MATERIALES	122
9. PREDIMENSIONADO DE LOS INTERCAMBIADORES DEL HRSG	123
9.1. CÁLCULO DE LOS INTERCAMBIADORES DEL HRSG.....	123
9.1.1. CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	123
9.1.2. CÁLCULO DE LA PÉRDIDA DE CARGA EN EL LADO GAS ...	130
9.1.3. CÁLCULO DE ÁREAS.....	132
9.1.4. CÁLCULO DE LA PÉRDIDA DE CARGA EN EL LADO AGUA / VAPOR.....	133
9.1.5. CÁLCULO MECÁNICO DE LOS TUBOS	134
9.2. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA UN INTERCAMBIADOR..	137
9.3. CÁLCULO DE TODOS LOS INTERCAMBIADORES DEL HRSG PARA UN ANCHO Y ALTO DE CERRAMIENTO DE CALDERA DEFINIDOS	143
9.4. CÁLCULO DE SOLUCIONES GLOBALES.....	144
10. RESULTADOS DEL PREDIMENSIONADO DE LOS INTERCAMBIADORES DEL HRSG.....	145
10.1. RESULTADOS GLOBALES.....	145
10.2. RESULTADOS PARTICULARIZADOS.....	150
10.2.1. SOLUCIONES SEGÚN DISTINTOS CRITERIOS DE OPTIMIZACIÓN PARTICULARIZADOS PARA W=13m H=13m.....	151
10.2.2. SOLUCIONES PARTICULARIZADAS PARA DISTINTOS “W” Y “H” DEL HRSG Y UN MISMO CRITERIO:	152
11. CONCLUSIONES.....	154
11.1. ESTUDIO TERMODINÁMICO DEL CICLO COMBINADO	154
11.2. ESTUDIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	156
12. TRABAJOS FUTUROS	158



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

13.	BIBLIOGRAFÍA.....	161
-----	-------------------	-----



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

ÍNDICE DE FIGURAS:

Figura 1: Ciclo combinado. Diagrama T-s	7
Figura 2: Elementos principales Ciclo Brayton y Diagrama T-s.....	8
Figura 3: Diagrama η_{Br} - relación de compresión	10
Figura 4: Elementos principales Ciclo Rankine y Diagrama T-s.....	13
Figura 5: "CC 1 Nivel de presión. Esquema elementos principales"	20
Figura 6: Variación de la presión de vapor	22
Figura 7: Intercambio energético entre gases de escape y agua-vapor. Ciclo combinado gas-vapor de un nivel de presión	23
Figura 8: Intercambio energético entre gases de escape y agua-vapor. Ciclo combinado gas-vapor con dos niveles de presión.....	27
Figura 9: Intercambio energético entre gases de escape y agua-vapor. Ciclo combinado gas-vapor con tres niveles de presión	31
Figura 10: Turbina de Gas.....	32
Figura 11: Imágenes de Turbinas de Gas	35
Figura 12: Turbina de Vapor.....	36
Figura 13: Turbina de vapor. Cuerpos de Alta Media y Baja presión	39
Figura 14: HRSG horizontal	40
Figura 15: Esquema circuitos de generación de vapor	41
Figura 16: Esquema Calderín de Vapor	41
Figura 17: HRSG vertical	44
Figura 18: Configuración Monoeje 1x1.....	46
Figura 19: Configuración Multieje 1x1	47
Figura 20: Configuración Multieje 2x1	48
Figura 21: Ciclo Regular 107H	51



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

Figura 22: Esquema del modelo de Turbina de Gas	68
Figura 23: Esquema etapa refrigerada por aire	71
Figura 24: Esquema del modelo del Compresor	73
Figura 25: Esquema del modelo de Cámara de Combustión	74
Figura 26: Caída de presión en el HRSG	76
Figura 27: Etapas refrigeradas Turbina de Gas	82
Figura 28: Potencia consumida por el Compresor	83
Figura 29: Ciclo Regular 107H	85
Figura 30: Ciclo Rankine. Datos de partida	88
Figura 31: Proceso de cálculo iterativo seguido para resolver 20s	99
Figura 32: Esquema convergencia h20s	105
Figura 33: Ciclo Regular 107H	112
Figura 34: Diagrama de proceso Ciclo Regular 107H	115
Figura 35: Diagrama T-s Ciclo 107H	116
Figura 36: Diagrama T-Q transf.....	117
Figura 37: Intercambiadores HRSG	119
Figura 38: Disposición de los tubos.....	120
Figura 39: Esquema evaporador	121
Figura 40: Intercambiador de calor.....	125
Figura 41: Proceso de cálculo para intercambiador (IC)	141
Figura 42: Intercambiador. Parámetros constructivos	146



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

ÍNDICE DE TABLAS:

Tabla 1: Datos de partida para el Ciclo Regular 107H	54
Tabla 2: Valores de los parámetros de diseño	57
Tabla 3: Coeficientes para el cálculo del calor específico a presión constante	66
Tabla 4: Resultados del Ciclo de Vapor	113
Tabla 5: Resultados del Ciclo de Gas	114
Tabla 6: Potencias y Rendimiento del Ciclo	116
Tabla 7: Calor transferido en HRSG.....	117
Tabla 8: Materiales considerados.....	122
Tabla 9: Tensión admisible en función de la temperatura [ksi].....	135
Tabla 10: Tensión admisible en función de la temperatura [MPa].....	136
Tabla 11: Preselección de materiales	137
Tabla 12: Esquema de soluciones HRSG	147
Tabla 13: Soluciones particularizadas analizadas.....	152



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

1. INTRODUCCIÓN

De forma general, un ciclo combinado se puede definir como la integración de dos o más ciclos termodinámicos de potencia, de tal modo que se consigue una mayor eficiencia en la conversión de la energía aportada en trabajo que con cada uno de los ciclos de forma individual.

Sin embargo, los grandes avances conseguidos en las turbinas de gas, hacen que el término “ciclo combinado” se dedique a un sistema compuesto por una (o varias) turbinas de gas, un sistema de recuperación de energía y una turbina de vapor. Esto es, la combinación de un ciclo Brayton con un ciclo Rankine.

Esta tecnología de producción eléctrica respecto a la utilizada en los ciclos térmicos de energía fósil convencionales, debido a su mayor eficiencia, permite reducir el consumo de combustibles no renovables y por tanto la emisión de contaminantes correspondiente.

La clave para realizar un diseño adecuado del ciclo combinado, es conseguir el grado de integración necesario entre los ciclos termodinámicos que lo componen de forma que se alcance un rendimiento óptimo con un coste razonable.

Para lograr este objetivo, se deben analizar los diferentes componentes del ciclo combinado desarrollando sus correspondientes modelos de simulación, y se ha de estudiar cómo afecta al modelo general de la planta la variación de los parámetros característicos de cada uno de los componentes, tanto en el punto de diseño como fuera de él.



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

2. OBJETO Y ALCANCE

El objeto de este estudio es más modesto que la idea general indicada en la introducción, y se centrará en analizar un ciclo combinado concreto en las condiciones de diseño, proponiéndose dos objetivos claramente marcados.

- ✓ Por una parte, se pretende desarrollar un modelo matemático para poder analizar desde el punto de vista termodinámico el “Ciclo combinado Regular 107H” desarrollado por General Electric, en condiciones de diseño.
- ✓ En segundo lugar se ha realizado un análisis de transferencia de calor para la caldera recuperadora, concluyendo con un *pre-dimensionado* de los intercambiadores que la componen.

Para la primera parte de modelización termodinámica del ciclo, se ha desarrollado un algoritmo de cálculo basado en el primer principio de la termodinámica que proporciona la evolución de los fluidos de trabajo en la turbina de gas y en la caldera recuperadora de calor.

En la segunda parte, de análisis de transferencia de calor, se ha desarrollado un algoritmo de cálculo que proporciona diferentes soluciones al problema de dimensionado de la caldera recuperadora en función de un criterio de optimización establecido, por lo que puede suponer una ayuda para la elección de un diseño adecuado de la caldera a posibles restricciones que pudiesen concurrir en un problema real.

En ambas partes se ha utilizado la herramienta Matlab de Mathworks.

A continuación se muestra la nomenclatura utilizada en cada una de las partes desarrolladas.



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

NOMENCLATURA ESTUDIO TERMODINÁMICO (1/2)

c_p	calor específico a presión constante del aire	P_{ia}	presión del aire en el punto "i"
c_{pc}	calor específico a presión constante de refrigerante	P_{is}	presión del agua/vapor en el punto i
c_{pg}	calor específico a presión constante del gas	PCI_{CH_4}	poder calorífico inferior del Metano
$c_{pg}[j, i]$	calor específico a presión constante del gas (sub-etapa "i" etapa "j")	PM_F	peso molecular del combustible
c_{pgi}	calor específico a presión constante de la especie i	PM_i	peso molecular de la especie i
c_{vg}	calor específico a volumen constante del gas	PM_{iP}	peso molecular de la especie i
e	energía interna	PM_{mezcla}	peso molecular del gas
Eh	factor de corrección de caída de presión	q	calor específico transferido
h_{ig}	entalpía específica del gas en el punto "i"	$q[j]$	calor específico transferido en la etapa "j"
h_{is}	entalpía específica del agua/vapor en el punto "i"	Q	calor generado
h_{ja}	entalpía específica del aire en el punto "j"	q_{Br}	calor específico aportado en el ciclo Brayton
$[i]$	sub-etapa "i" de la turbina de gas	Q_{Br}	calor aportado al ciclo Brayton
$[j]$	etapa "j" de la turbina de gas	\dot{Q}_{Br}	potencia suministrada al ciclo Brayton
m_a	masa de aire	\dot{Q}_p	calor perdido en el acoplamiento térmico entre ciclos
\dot{m}_a	gasto de aire	Q_{postC}	calor aportado en el proceso de postcombustión
\dot{m}_c	gasto de refrigerante para refrigeración de la turbina de gas	Q_{RBr}	calor residual del ciclo Brayton
\dot{m}_{cs}	gasto de vapor para refrigeración de la turbina de gas	Q_{Rk}	calor aportado en al ciclo Rankine
\dot{m}_{csR}	gasto de vapor de refrigeración para un modelo de turbina de gas real	Q_v	calor total extraído por el vapor de refrigeración de la turbina de gas
m_F	masa de combustible	r/r_{com}	relación de compresión
\dot{m}_F	gasto de combustible	R_0	constante universal de los gases
m_g	masa del gas	R_g	constante del gas
\dot{m}_g	gasto del gas	$R_g[j]$	constante del gas para la etapa "j"
\dot{m}_{pi}	gasto que circula por la bomba i	r_{GT}	relación de expansión en la turbina de gas
\dot{m}_{s1}	gasto de vapor de baja presión	r_{stg}	relación de expansión de una etapa en la turbina de gas
\dot{m}_{s2}	gasto de vapor de media presión	S_{ia}	entropía específica del aire en el punto i
\dot{m}_t	gasto total de condensado	S_{ig}	entropía específica del gas en el punto i
m_v	masa de vapor	S_{is}	entropía específica del agua/vapor en el punto i
\dot{m}_v	gasto de vapor	$S_{L is}$	entropía del líquido saturado para el punto i
\dot{m}_w	gasto de agua de control	st_g	número de etapas de la turbina de gas
N_a	número de moles de aire	$S_{V is}$	entropía del vapor saturado para el punto i
N_F	número de moles de combustible	T_{atm}	temperatura ambiente
\dot{N}_F	flujo molar de combustible	T_b	temperatura máxima de los álabes de la turbina de gas
N_i	número de moles de la especie i	T_c	temperatura del refrigerante
N_{iP}	número de moles de la especie i	T_g	temperatura del gas
$N_{P(O_2)}$	número de moles de O_2 (como productos de la combustión)	$T_g[j, i]$	temperatura del gas (sub-etapa "i" etapa "j")
p	presión	T_{ia}	temperatura del aire en el punto i
P_{atm}	presión ambiente	T_{ig}	temperatura del gas en el punto i
P_{Di}	presión de evaporación en el calderín i	T_{is}	temperatura del agua/vapor en el punto i
P_g	presión del gas	u	velocidad media del álabe
$P_g[j, i]$	presión del gas (sub-etapa "i" etapa "j")	U	potencial de fuerzas másicas



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

NOMENCLATURA ESTUDIO TERMODINÁMICO (2/2)

v	velocidad	\dot{W}_{NetRk}	potencia neta desarrollada por el ciclo de vapor
w	trabajo específico	$\dot{W}_{NetRkeje}$	potencia neta al eje desarrollada por el ciclo de vapor
W	trabajo	W_P	trabajo realizado por las bombas
$w[j]$	trabajo específico desarrollado en la etapa "j"	\dot{W}_P	potencia consumida por las bombas
w_{Br}	trabajo específico del ciclo Brayton	\dot{W}_{Peje}	potencia en el eje consumida por las bombas
W_{Br}	trabajo realizado en el ciclo Brayton	W_{Rk}	trabajo realizado en el ciclo Rankine
\dot{W}_C	potencia consumida por el compresor	W_{ST}	trabajo realizado por la turbina de vapor
\dot{W}_{Ceje}	potencia necesaria en el eje del compresor	\dot{W}_{ST}	potencia desarrollada en la turbina de vapor
W_{GTAux}	consumo auxiliar de la turbina de gas	\dot{W}_{ST}	potencia generada en la turbina de vapor
\dot{W}_{GT}	potencia neta desarrollada por la turbina de gas	\dot{W}_{STeje}	potencia desarrollada en la turbina de vapor en el eje
\dot{W}_{GTeje}	potencia neta al eje desarrollada por la turbina de gas	xv_i	título del vapor en el punto i
\dot{W}_{GTt}	potencia total desarrollada por la turbina de gas	X_{iP}	fracción molar de la especie i (productos de combustión)
\dot{W}_{NetGas}	potencia neta desarrollado por el ciclo de gas	Y_{iP}	fracción másica de la especie i (productos de combustión)
$\dot{W}_{NetGaseje}$	potencia neta al eje desarrollado por el ciclo de gas		

Símbolos griegos:

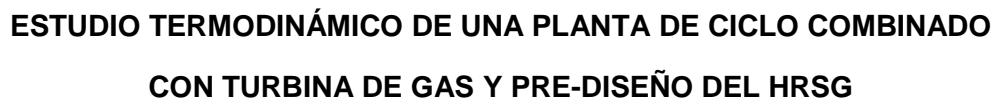
α	inverso de la relación de expansión en la turbina de vapor de alta presión	η_{CC107H}	rendimiento del ciclo combinado 107H
γ	coeficiente adiabático del fluido de trabajo	$\eta_{CC107Heje}$	rendimiento del ciclo combinado 107H al eje
γ_g	coeficiente adiabático del gas	$\eta_{CC-postC}$	rendimiento del ciclo combinado con post combustión
δP_{eco}	caída de presión en economizadores	η_{HRSG}	rendimiento de la caldera recuperadora
δP_{sob}	caída de presión en sobrecalentadores	η_{mec}	eficiencia mecánica
δP_{reh}	caída de presión en recalentador	η_{Rk}	rendimiento del ciclo Rankine
δP_{sup}	caída de presión en superheater	η_{SC}	rendimiento isentrópico del compresor
δP_{CS-RC}	caída de presión del vapor en conductos de refrigeración de la turbina de gas	η_{SHP-ST}	rendimiento isentrópico para la turbina de alta presión
δP_{CS-OC}	caída de presión del vapor en conductos de refrigeración de la turbina de gas corregido	η_{SIP-ST}	rendimiento isentrópico para la turbina de media presión
δT_{ppi}	mínima diferencia de temperaturas para el pinch point i	η_{SLP-ST}	rendimiento isentrópico para la turbina de baja presión
$\Delta q[j, i]$	calor específico transferido en la sub-etapa "i" (etapa "j")	η_{SP}	rendimiento isentrópico de las bombas
Δh	diferencia de entalpía específica	$\eta_{\infty C}$	rendimiento politrópico del compresor
ΔP_{CC}	caída de presión en la cámara de combustión	$\eta_{\infty T}$	rendimiento politrópico de la turbina de gas
ΔP_{HRSG}	caída de presión del gas en el HRSG	κ	constante adimensional
$\Delta w[j, i]$	trabajo específico desarrollado en la sub-etapa "i" (etapa "j")	μ_g	viscosidad dinámica del gas
ε	efectividad de refrigeración	μ_{g_i}	viscosidad dinámica de la especie i
ε_0	efectividad de refrigeración de un modelo real	ξ	constante adimensional
η_{Br}	rendimiento del ciclo Brayton	ρ	densidad
η_{cc}	rendimiento de la cámara de combustión	$\bar{\tau}$	tensor de esfuerzos
η_{CC}	rendimiento del ciclo combinado	φ	dosado relativo



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

NOMENCLATURA ESTUDIO TRANSFERENCIA DE CALOR (1/2)

a	caída de presión por pérdida de aceleración	H_{Max}	máximo valor de altura de cerramiento de caldera considerado
A	área de transferencia de calor	h_o	coeficiente de transferencia de calor medio exterior real
A_{corr}	sobreespesor de corrosión	h_r	coeficiente medio de transferencia de calor por radiación exterior
A_d	área transversal total cerramiento del HRSG	J	factor de transferencia de calor de Colburn
A_{fo}	área superficial de aleta p.u. de longitud de tubo	k_b	conductividad térmica media del fluido exterior a su temperatura media
A_i	área de la superficie total interior p.u. de longitud de tubo	k_f	conductividad media del material de la aleta a su temperatura media
A_n	área neta libre de flujo del fluido exterior en una fila de tubos	$k_{f\ int}$	conductividad del fluido interior
A_o	área total de la superficie exterior p.u. de longitud de tubo	k_w	conductividad térmica media del material del tubo a la temperatura de la pared de tubo
A_{po}	área superficial exterior del tubo desnudo expuesta p.u. de longitud de tubo	k/d	rugosidad relativa del tubo
A_t	área transversal ocupada por una fila de tubos	L_e / L_e	longitud efectiva de tubo aleteado expuesta al flujo externo
A_w	área media de pared de tubo p.u. de longitud	L_{eq}	longitud equivalente
B	factor de caída de presión por contracción del área de flujo	$Long$	longitud del intercambiador
C_1	factor de corrección del número de Reynolds	M	masa del intercambiador
C_2	factor de corrección del número de Reynolds	$\dot{m}_{f\ int}$	gasto interior en tubos de intercambiador
C_3	factor de corrección por geometría de aletas	\dot{m}_{recirc}	gasto de agua que circula por un evaporador
C_4	factor de corrección por geometría de aletas	\dot{m}_{si}	gasto en interior de tubos en el intercambiador
C_5	factor de corrección por disposición de tubos	n_f / n_f	densidad de aleteado en tubos
C_6	factor de corrección por disposición de tubos	N_r / N_r	número de filas de tubos del intercambiador
c_{pb}	calor específico a presión constante del fluido exterior a la temperatura media	N_t / N_t	número de tubos por fila en el intercambiador
$c_{pf\ int}$	calor específico a presión constante del fluido interior	Nu_i	número de Nusselt interior para el intercambiador
d_f	diámetro exterior de aletas	P	presión de trabajo admisible
d_i	diámetro interior de tubo	P_b	presión media del fluido exterior
d_o / d_o	diámetro exterior de tubo desnudo	P_d	presión de diseño
E	rendimiento térmico de la aleta	P_{evap}	presión de evaporación
E_{ff}	eficiencia de unión	$P_{f\ int}$	presión media del fluido interior
f_g	factor de fricción de Fanning	$P_{f\ int\ in}$	presión del fluido interior a su entrada en el intercambiador
G_n	gasto másico del fluido exterior referido al área neta libre en una fila de tubos	$P_{f\ int\ out}$	presión del fluido interior a su salida en el intercambiador
H	altura de cerramiento de caldera	$P_{g\ in}$	presión del fluido exterior a su entrada en el intercambiador
h_c	coeficiente de transferencia de calor convectivo exterior medio real	$P_{g\ out}$	presión del fluido exterior a su salida del intercambiador
h_e	coeficiente de transferencia de calor exterior efectivo	P_t / P_t	distancia entre filas de tubos
h_i	coeficiente de transferencia de calor interior	P_t / P_t	distancia entre tubos en una fila
$h_{(i+1)s}$	entalpía específica del fluido interior a la salida del intercambiador	$Pr_{f\ int}$	número de Prandtl del flujo interno
$h_{(i)s}$	entalpía específica del fluido interior a la entrada del intercambiador	\dot{Q}	potencia transferida en el intercambiador
H_{min}	mínimo valor de altura de cerramiento de caldera considerado	q	flujo de calor a través de la pared de los tubos



R_{fi}	resistencia de ensuciamiento interior basada en la superficie interior	$v_{f \text{ int}}$	velocidad del fluido interior
R_{fo}	resistencia de ensuciamiento exterior referida a la superficie total exterior	W	ancho del cerramiento de caldera
R_{io}	resistencia térmica total interior referida al área de la superficie total exterior	W_{min}	valor mínimo para el ancho de cerramiento de caldera
R_o	resistencia térmica total exterior incluyendo eficiencia de aletas, referida al área de la superficie total exterior	W_{min}	valor mínimo para el ancho de cerramiento de caldera
R_{wo}	resistencia térmica de la pared de tubo referida al área de la superficie total exterior	W_{Max}	valor máximo para el ancho de cerramiento de caldera
$Re_{f \text{ int}}$	número de Reynolds correspondiente al flujo interno	y	coeficiente corrector por temperatura
Re_g	número de Reynolds correspondiente al flujo externo		
S	tensión admisible a la temperatura de diseño		
s_f	distancia libre entre aletas		
T_b	temperatura media del fluido exterior		
T_{evap}	temperatura de evaporación		
t_f / t_f	espesor medio de la aleta		
$T_{f \text{ int}}$	temperatura media del fluido interior		
$T_{f \text{ int in}}$	temperatura del fluido interior a su entrada al intercambiador		
$T_{f \text{ int out}}$	temperatura del fluido interior a su salida del intercambiador		
T_{gin}	temperatura del fluido exterior a su entrada al intercambiador		
T_{gout}	temperatura del fluido exterior a su salida del intercambiador		
T_s	temperatura media de la superficie de la aleta		
t_w / t_w	espesor medio de la pared del tubo		
$T_{w \text{ base}}$	temperatura de la base de la aleta		
U_o / U_o	coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador referido al área de la superficie total exterior		

Símbolos griegos:

ΔP caída de presión en el lado del fluido interior

ΔP_g caída de presión en el lado del fluido exterior

ΔT_{lm} diferencia de temperaturas logarítmica media

λ factor de fricción

μ_b viscosidad dinámica del fluido interior

$\mu_{f \text{ int}}$ viscosidad dinámica del fluido interior

ρ_b densidad del fluido exterior a su temperatura media

$\rho_{f \text{ int}}$ densidad del fluido interior a su temperatura media

Índice:

j diferentes secciones del HRSG; economizadores, evaporadores y sobrecalentadores de alta y baja presión y superheater

3. CONCEPTOS BÁSICOS DE CICLOS COMBINADOS

La tecnología de generación mediante el denominado “ciclo combinado” se basa fundamentalmente en utilizar dos ciclos de generación de potencia. Uno de ellos, de nivel superior (normalmente un ciclo Brayton) que cede energía al otro ciclo de nivel inferior (ciclo Rankine); de este modo, se obtiene un mejor aprovechamiento de la energía del combustible utilizado para alimentar el ciclo de nivel superior.

En la figura siguiente, se muestra un esquema del diagrama T-s de ambos ciclos indicándose la existencia de un sistema de recuperación de energía que permite ceder energía del sistema de nivel superior al de nivel inferior.

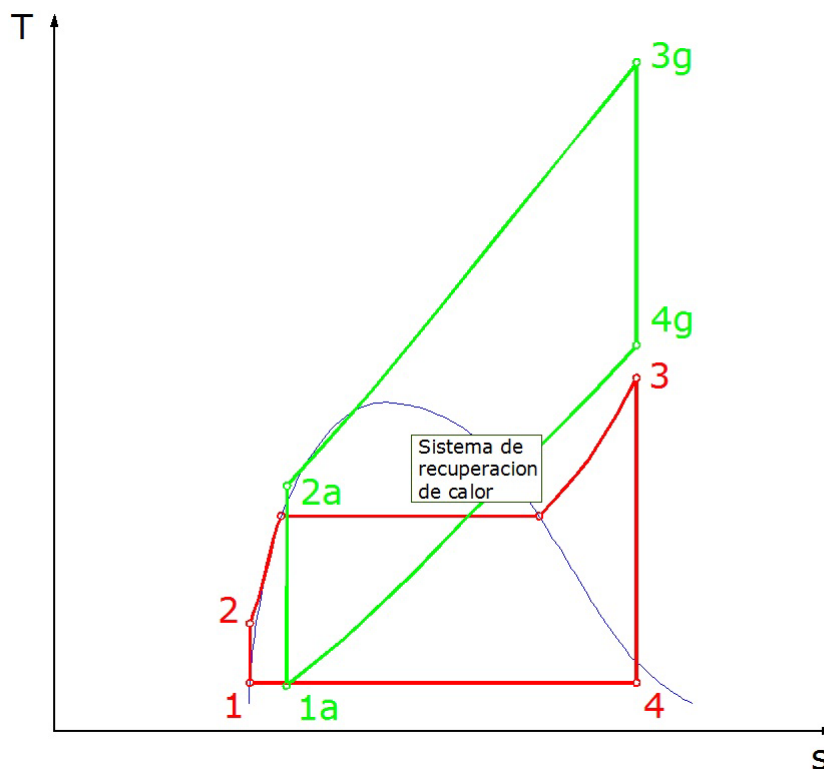


Figura 1: Ciclo combinado. Diagrama T-s

3.1. CICLO BRAYTON

En la Figura 2, se muestra un esquema representativo de este ciclo, con los puntos significativos del mismo, así como los elementos fundamentales que lo componen:

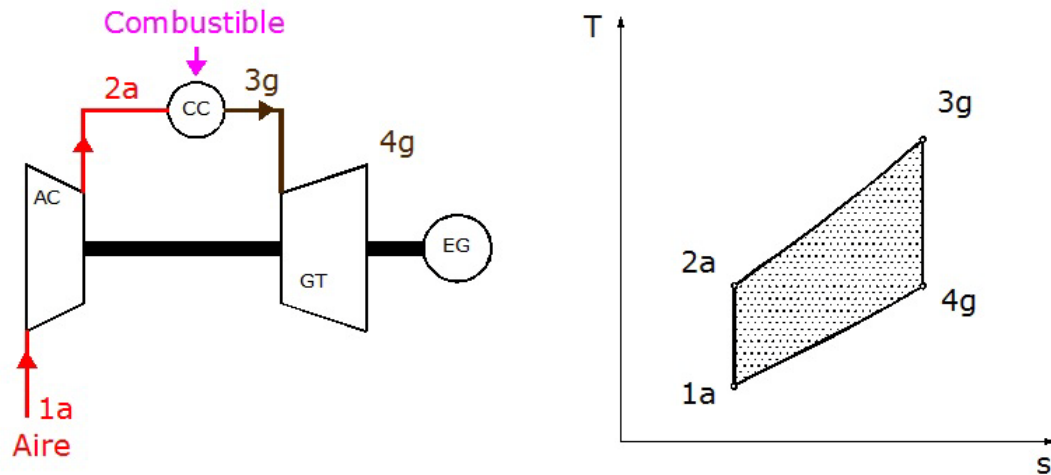


Figura 2: Elementos principales Ciclo Brayton y Diagrama T-s

Los elementos fundamentales del ciclo son: compresor de aire (AC), cámara de combustión (CC), turbina de gas (GT) y generador eléctrico (EG).

En el ciclo básico de Brayton ideal se realizan las siguientes suposiciones de acuerdo con la *referencia* (1):

- Procesos de compresión y expansión reversibles y adiabáticos (isentrópicos).
- Variación de energía cinética del fluido de trabajo entre entrada y salida de cada elemento despreciable.
- No existen pérdidas de carga en conductos.
- El fluido de trabajo es un gas perfecto con calores específicos constantes y composición fija.
- El gasto másico se mantiene constante a lo largo de todo el ciclo.

Se compone de cuatro procesos:

- Compresión isentrópica de fluido en un compresor (1a - 2a)



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

- Adición de calor a presión constante en un intercambiador de calor o en una cámara de combustión (2a – 3g)
- Expansión isentrópica en una turbina (3g – 4g)
- Eliminación de calor del fluido de trabajo en un intercambiador de calor o en la atmósfera (4g – 1a)

De acuerdo con la ecuación de conservación de la energía:

$$\frac{d}{dt} \int_{V_c} \rho \left(e + \frac{v^2}{2} + U \right) dV + \int_{S_c} \rho \left(e + \frac{v^2}{2} + U \right) (\vec{v} - \vec{v}_c) \vec{n} \cdot d\vec{S} = \int_{S_c} \vec{\tau} \cdot \vec{n} \cdot \vec{v} \cdot d\vec{S} \\ + \int_{V_c} Q dV - \int_{S_c} \vec{q} \cdot \vec{n} \cdot d\vec{S} \rightarrow w + q = (h_2 - h_1) + \frac{1}{2} (v_2^2 - v_1^2)$$

Aplicando las suposiciones del ciclo básico mencionadas anteriormente, el trabajo neto realizado por el ciclo es la diferencia entre el generado en la turbina y el consumido por el compresor:

$$W_{Br} = W_T - W_C = m_g [(h_{3g} - h_{4g}) - (h_{2a} - h_{1a})] \quad [3.1]$$

m_g : masa de gases

h_{ig} : entalpía específica del gas en el punto “i”.

h_{ja} : entalpía específica del aire en el punto “j”.

De la expresión anterior se obtiene el trabajo desarrollado por unidad de masa:

$$w_{Br} = w_T - w_C = (h_{3g} - h_{4g}) - (h_{2a} - h_{1a}) = c_{pg}(T_{3g} - T_{4g}) - c_p(T_{2a} - T_{1a})$$

c_{pg} : calor específico a presión constante del gas

c_p : calor específico a presión constante del aire

T_{ig} : temperatura del gas en el punto “i”.

T_{ja} : temperatura del aire en el punto “j”.

Por otra parte, el calor añadido al ciclo por unidad de masa tendría la expresión:

$$q_{Br} = q_{2a-3g} = c_p(T_{3g} - T_{2a})$$

La expresión del rendimiento del ciclo Brayton básico sería:

$$\eta_{Br} = \frac{W_{Br}}{Q_{Br}} = \frac{w_{Br}}{q_{Br}} = \frac{c_p(T_3 - T_4) - c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)}$$

Utilizando la relación isentrópica:

$$\frac{p_0}{p} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \rightarrow \left\{r = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4}\right\} \rightarrow \frac{T_2}{T_1} = r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_3}{T_4}$$

donde

γ : coeficiente adiabático del fluido de trabajo

se puede obtener la expresión del rendimiento como función exclusiva de la relación de compresión “r” y de la naturaleza del gas:

$$\eta_{Br} = 1 - \left(\frac{1}{r}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

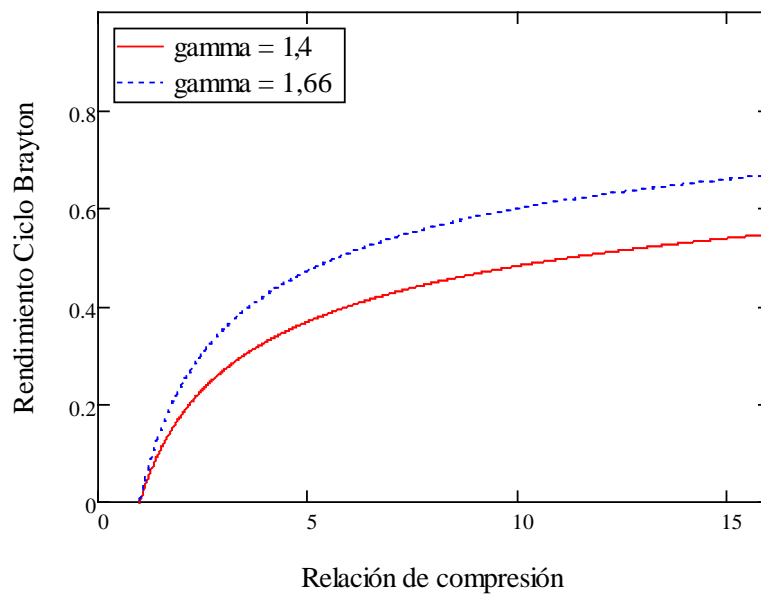


Figura 3: Diagrama η_{Br} - relación de compresión



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

En la Figura 3 puede verse la relación “ η_{Br} - r ” cuando el fluido de trabajo es aire ($\gamma = 1,4$) o un gas monoatómico como el argón ($\gamma = 1,66$), de acuerdo con la expresión anterior.

A continuación se describen varios aspectos a tener en cuenta para considerar distintas pérdidas en los elementos que componen el ciclo Brayton:

- Debido a las altas velocidades que se alcanzan en las turbomáquinas, no siempre se puede despreciar la variación de energía cinética en las mismas.
- Los procesos de compresión y expansión son adiabáticos e irreversibles, por lo que se ha de considerar las correspondientes variaciones de entropía.
- Existen pérdidas de carga en conductos.
- Los valores de los calores específicos y coeficiente adiabático del fluido de trabajo, sufren variaciones durante el ciclo debido a cambios en su temperatura y composición.
- Se ha de tener en cuenta un rendimiento de combustión, según el cual la combustión que se produce no es ideal, siendo necesario un mayor aporte de combustible por unidad de trabajo neto.
- Al existir una combustión interna, se puede pensar que el gasto másico de la turbina es superior al del compresor, debido al aporte de combustible, aunque en la realidad, suele ser frecuente la extracción de un 1% o 2% de aire del compresor para refrigerar los álabes de las primeras etapas de la turbina. De acuerdo con esto, para cálculos aproximados, se puede considerar que el aporte de combustible viene a compensar la fracción de aire extraído, admitiendo entonces que los gastos másicos en turbina y compresor son iguales.



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

Por último, mencionar en este apartado, que existen variantes del ciclo básico de Brayton como las siguientes:

- Ciclo Regenerativo: el aire de salida del compresor se precalienta utilizando los gases de escape de la turbina, reduciendo así el calor de aporte necesario. El rendimiento aumenta con la temperatura máxima del ciclo.
- Ciclo con Recalentamiento: la expansión se divide en dos partes, recalentándose los gases entre las turbinas de alta y baja presión. De este modo se obtiene un aumento del trabajo específico.
- Ciclo Regenerativo con Recalentamiento.
- Ciclo con Refrigeración intermedia: la compresión se divide en dos partes, refrigerando el fluido entre los compresores de baja y alta presión, y consiguiendo un aumento del trabajo específico.

3.2. CICLO RANKINE

Este ciclo es la aplicación técnica del ciclo de Carnot para el caso de que el fluido de trabajo sea condensable. Normalmente el fluido de trabajo es agua desmineralizada.

La evolución del fluido sigue las siguientes etapas:

- Expansión del fluido en fase de vapor en la turbina de vapor (3-4)
- Cesión de energía del vapor a presión constante en el condensador (4-1)
- Una o varias etapas de elevación de la presión del fluido en fase líquida (1-2)
- Tras un calentamiento previo en fase líquida, un proceso de evaporación y posterior elevación de la temperatura del vapor (2-3)

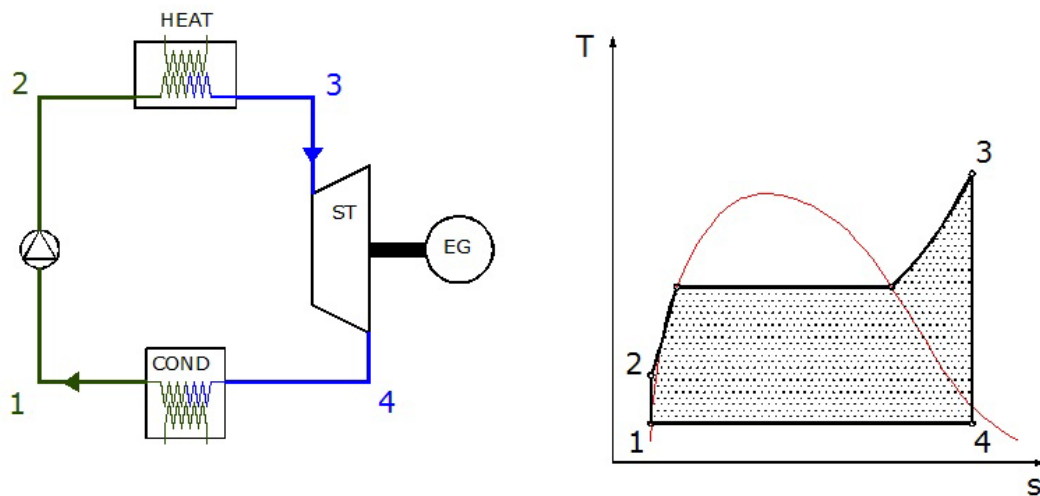


Figura 4: Elementos principales Ciclo Rankine y Diagrama T-s

El esquema básico del ciclo ideal se muestra en la figura anterior, donde se pueden observar las etapas descritas anteriormente así como los elementos principales (turbina de vapor (ST), condensador (COND), bomba, fuente de aporte de calor (HEAT) y generador eléctrico (EG)).



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

Siguiendo un desarrollo análogo al empleado anteriormente para el estudio de las turbinas de gas, se tiene:

Trabajo desarrollado por la turbina:

$$W_{ST} = m_V(h_3 - h_4) \quad [3.2]$$

m_V : masa de vapor

h_i : entalpía específica del vapor en el punto “i”

Trabajo consumido por la bomba:

$$W_P = m_V(h_2 - h_1) \quad [3.3]$$

m_V : masa de agua que circula por la bomba

h_i : entalpía específica del agua en el punto “i”

De este modo el trabajo neto realizado por el ciclo es la diferencia entre el generado en la turbina y el consumido por la bomba:

$$W_{Rk} = W_{ST} - W_P = m_V(h_3 - h_4) - m_V(h_2 - h_1) \quad [3.4]$$

Por otra parte, el calor añadido al ciclo tendría la expresión:

$$Q_{Rk} = m_V(h_3 - h_2)$$

La expresión del rendimiento del ciclo Rankine básico sería:

$$\eta_{Rk} = \frac{W_{Rk}}{Q_{Rk}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)}$$

Aunque para el ciclo Rankine, el trabajo de bombeo consumido (1-2) es prácticamente despreciable respecto al generado en la turbina de vapor.



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

Al igual que en el apartado anterior, existen otras variantes del ciclo básico de Rankine. Según lo indicado en la *referencia* (2):

- Ciclos de turbinas de vapor con recalentamientos intermedios: Dado que es una opción empleada con frecuencia en los ciclos combinados a continuación se proporciona una breve descripción de la misma.

El proceso de expansión en la turbina de vapor viene limitado por la temperatura del foco frío y la presión de condensación. Para conseguir el mayor salto entálpico posible, se termina normalmente expandiendo hasta tener una cierta humedad en los últimos escalones de la turbina, lo que conlleva problemas de integridad de los álabes involucrados.

Con el fin de generar mayor trabajo, en ocasiones queda justificada la realización de uno o varios recalentamientos antes de la expansión final, consiguiéndose además aumentar el rendimiento del ciclo.

- Ciclos regenerativos de turbina de vapor: consiste en realizar una o varias extracciones de vapor de la turbina, precalentando con ellas el agua de alimentación a la caldera.

A pesar de que supone un aumento del rendimiento del ciclo Rankine, en el caso de ciclos combinados, produce el efecto contrario, ya que se tiene una disminución del salto entálpico entre gases de escape de turbina de gas y el agua de alimentación a la caldera recuperadora.

- Ciclos supercríticos: para cualquier tipo de ciclo, trabajar con presiones elevadas representa un incremento de la temperatura media de aporte de calor y por tanto un aumento del rendimiento del ciclo.



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

La meseta de cambio de fase en la caldera siempre representa una diferencia de temperaturas importante entre los gases de escape de la turbina de gas y el agua, y por tanto causa una disminución apreciable del rendimiento global del ciclo. El empleo de presiones supercríticas hace que, al no existir esta meseta, se minimice el impacto, aunque supone también el incremento en la humedad existente a la salida de la turbina de vapor.

3.3. CICLOS COMBINADOS GAS VAPOR

El ciclo combinado, como se indicó anteriormente, se puede definir como el acoplamiento de dos ciclos termodinámicos individuales. La justificación de los ciclos combinados viene dada por la dificultad de conseguir un único ciclo termodinámico que opere con eficiencia con grandes diferencias de temperaturas entre sus focos caliente y frío.

Por ello, se ha de recurrir a un compromiso mediante el acoplamiento de dos ciclos individuales, uno especializado en la producción de trabajo con alta eficiencia en rangos altos de temperaturas de trabajo (Brayton; aire-gases de combustión) y otro para temperaturas medias-bajas (Rankine; agua-vapor).

El calor residual del proceso desarrollado en el ciclo de alta temperatura se aprovecha en la caldera de recuperación de calor para producir trabajo en el ciclo de media-baja temperatura, siendo éste el elemento de acople entre ambos ciclos.

La unión termodinámica de estos ciclos conduce normalmente a obtener un rendimiento global superior a rendimientos individuales de cada ciclo por separado.

El rendimiento global, dependerá tanto del rendimiento individual de cada ciclo como de la capacidad para realizar un intercambio de energía adecuado en la caldera recuperadora de calor.

Si se define el rendimiento de la caldera de recuperación de calor como:

$$\eta_{HRSG} = \frac{Q_{Rk}}{Q_{RBr}} = \frac{Q_{RBr} - Q_p}{Q_{RBr}} = 1 - \frac{Q_p}{Q_{RBr}}$$

Q_{RBr} : calor residual del ciclo Brayton

Q_p : calor perdido en el acoplamiento térmico de los dos ciclos

y teniendo en cuenta la definición del rendimiento para el ciclo combinado, así como las definiciones de los rendimientos individuales para cada ciclo:

$$\eta_{CC} = \frac{W_{Br} + W_{Rk}}{Q_{Br}} \quad [3.5]$$

se tiene:

$$\begin{aligned} \eta_{CC} &= \frac{W_{Br} + W_{Rk}}{Q_{Br}} = \eta_{Br} + \frac{W_{Rk}}{Q_{Br}} = \eta_{Br} + \frac{W_{Rk}}{Q_{Rk}} \cdot \frac{Q_{Rk}}{Q_{Br}} = \eta_{Br} + \eta_{Rk} \cdot \frac{Q_{Rk}}{Q_{Br}} \\ &= \eta_{Br} + \eta_{Rk} \cdot \frac{Q_{Rk}}{Q_{RBr}} \cdot \frac{Q_{RBr}}{Q_{Br}} = \eta_{Br} + \eta_{Rk} \cdot \eta_{HRSG} \cdot \frac{Q_{RBr}}{Q_{Br}} \\ &= \eta_{Br} + \eta_{Rk} \cdot \eta_{HRSG} \cdot \frac{Q_{Br} - W_{Br}}{Q_{Br}} = \eta_{Br} + \eta_{Rk} \cdot \eta_{HRSG} \cdot (1 - \eta_{Br}) \end{aligned}$$

Por tanto, se observa que no necesariamente la combinación de ciclos de alta y baja temperatura de máximo rendimiento da como resultado el ciclo combinado de máximo rendimiento, ya que éste depende también de la eficiencia de la caldera recuperadora de calor.

En el caso de ciclos combinados gas-vapor, se puede comprobar que la eficiencia, en general se puede mejorar aumentando las temperaturas medias de los focos calientes y reduciendo las de los focos fríos, es decir, aumentando las temperaturas de trabajo en las turbinas y reduciendo las de chimenea y condensador.

También puede optimizarse la eficiencia disminuyendo el salto de temperaturas existente entre los gases de salida de la turbina de gas y el ciclo agua-vapor en la caldera de recuperación de calor. Para ello se puede aumentar el número de niveles de presión en la caldera recuperadora, recalentar el vapor, e introducir un nivel de presión supercrítica en el ciclo Rankine. Estas medidas, además llevan asociado un aumento de la temperatura media del foco caliente, y con ello una mejora del rendimiento por este motivo.



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

Por otra parte, existen los denominados ciclos combinados con postcombustión. En este caso, las calderas de recuperación de calor, pueden diseñarse de forma que no sean puramente convectivas, sino que permitan una combustión suplementaria en los quemadores de la caldera recuperadora. La mayor diferencia con los ciclos convencionales radica en que, en el caso de la poscombustión, no todo el calor se aporta en la parte de alta temperatura del ciclo.

La expresión del rendimiento en este caso quedaría:

$$\eta_{CC-postC} = \frac{W_{Br} + W_{Rk}}{Q_{Br} + Q_{postC}}$$

Q_{postC} : calor aportado en el proceso de postcombustión.

Este tipo de diseños tiene mayor justificación en casos en los que se necesite proporcionar picos de potencia de forma rápida, o bien cuando existe cogeneración y se necesita dotar de cierta flexibilidad a la cantidad del vapor generado.

3.3.1. CICLOS COMBINADOS CON UN NIVEL DE PRESIÓN

El tipo de ciclo combinado más sencillo es el que se representa en la figura siguiente:

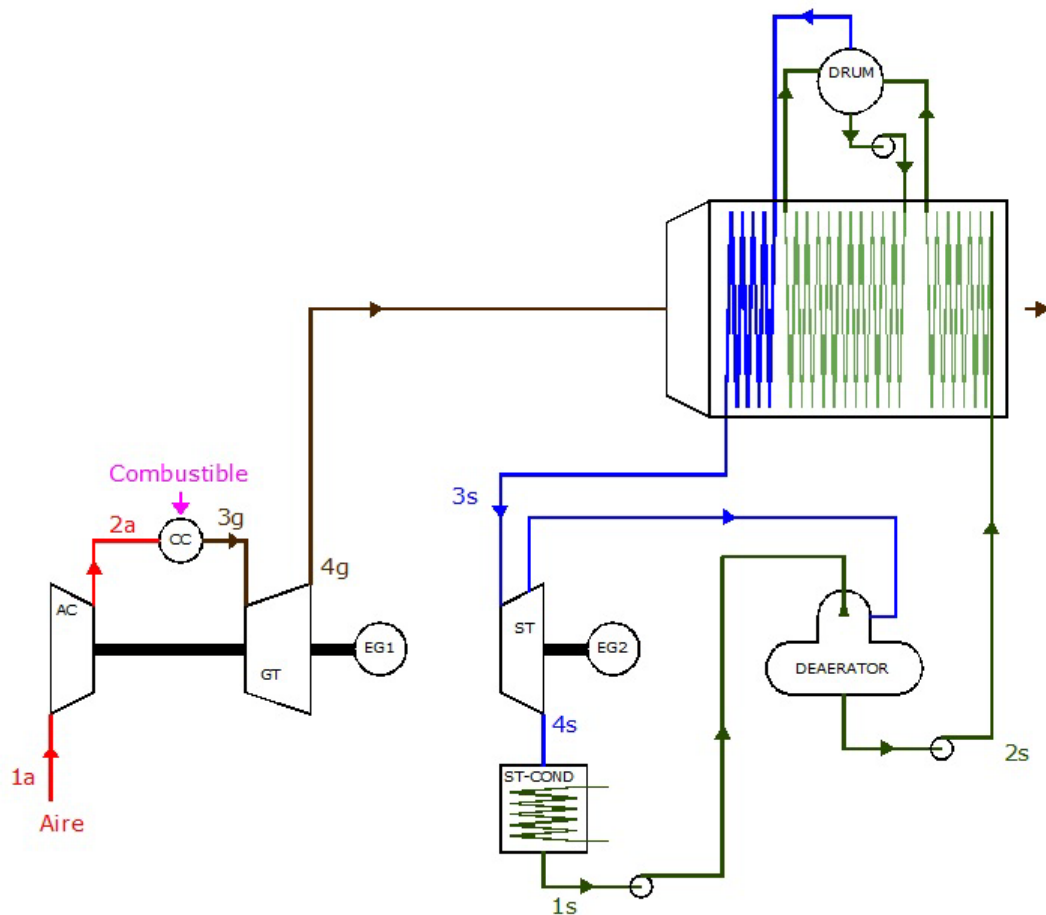


Figura 5: "CC 1 Nivel de presión. Esquema elementos principales"

Las turbinas de gas y vapor destinadas a trabajar en ciclos combinados, están normalmente estandarizadas, por lo que las variables disponibles para la optimización del ciclo que quedan son las presiones, temperaturas y caudal de vapor producido en la caldera recuperadora de calor.



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

A continuación, de acuerdo con la *referencia* (2), se describen los parámetros característicos del ciclo:

➤ Presión de vapor:

El objetivo es optimizar la potencia y el rendimiento de la turbina de vapor, partiendo de la máxima temperatura posible para el vapor y de la presión que permite obtener la máxima producción de energía en la turbina, teniendo en cuenta las limitaciones ya indicadas anteriormente de presión de condensación y humedad máxima en los últimos escalones de turbina de vapor.

La potencia en la turbina de vapor, como se observa en las ecuaciones ya expuestas, depende del gasto másico de vapor producido y del salto entálpico disponible en la turbina de vapor.

$$\dot{W}_{ST} = \dot{m}_v \Delta h$$

Por lo tanto, la presión de vapor ha de seleccionarse de forma que se obtenga el máximo en la ecuación anterior considerando además factores económicos.

Los aspectos a considerar para seleccionar la presión de vapor:

- La producción de vapor:

Aumentar la presión, supone el aumento de la temperatura de saturación y con ello menor generación de vapor (menor rendimiento en la caldera de recuperación), dado que se necesita tomar mayor energía de los gases de escape de la turbina de gas para conseguir la misma cantidad de vapor producido.

Presiones de vapor pequeñas supone una mayor producción de vapor y por tanto un aumento del rendimiento de la caldera de recuperación. Sin embargo, esta masa de vapor de baja densidad, origina pérdidas internas en los equipos con lo que se encarece el coste de los sistemas y equipos principales.

- Optimizar el salto entálpico:

El valor óptimo de presión de vapor sería el más alto posible compatible con la máxima recuperación de calor y que no provoque un contenido de humedad prohibitivo en los últimos escalones de la turbina, ya que al elevar la presión de vapor nos situamos en una zona más céntrica de la campana de saturación.

En la figura siguiente se muestra la variación del título de vapor con la presión de vapor.

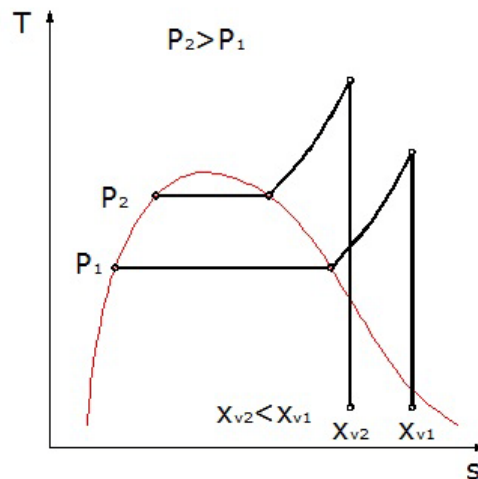
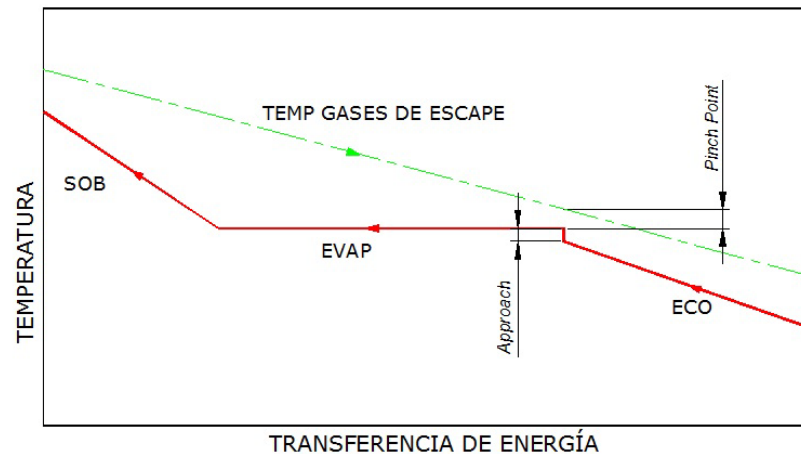


Figura 6: Variación de la presión de vapor

Por tanto, partiendo en el diagrama de Mollier, desde el punto definido por la presión en el condensador y la máxima humedad admisible, la línea isentrópica hasta la temperatura que se desea obtener, nos determinaría la presión de vapor ideal, aunque la real sería algo mayor ya que el salto real no es isentrópico.

La figura siguiente, muestra el diagrama de intercambio energético entre los gases de escape y el agua-vapor en la caldera recuperadora de calor para el caso de un nivel de presión.



*Figura 7: Intercambio energético entre gases de escape y agua-vapor.
Ciclo combinado gas-vapor de un nivel de presión*

➤ Temperatura de vapor:

Dado que el salto entálpico en la turbina de vapor mejora con la temperatura, la máxima temperatura del vapor se fija de forma que sea menor o igual que la de los gases de escape en la turbina de gas menos 25°C.

Además, una mayor temperatura del vapor, contribuye a reducir la humedad en los últimos escalones de la turbina, con lo que se puede disminuir la presión de condensación, mejorando de este modo la potencia.

Por otra parte, como se indicó anteriormente, hay que tener en cuenta cómo influye este parámetro en la disminución de la producción de vapor y en el mayor coste de materiales a utilizar, por tanto se ha de valorar diseños que proporcionen soluciones equilibradas.



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

➤ Pinch point:

Se define como la diferencia de temperaturas más baja que existe entre los gases de escape y el agua en la zona del evaporador. Los valores óptimos suelen estar comprendidos entre los 5 y los 10°C. Cuanto menor es esta diferencia, mayor es la producción de vapor, pero también se requiere mayor área de intercambio por lo que se incrementa el coste de la caldera.

➤ Approach:

Se define como la diferencia entre la temperatura de saturación en el calderín y la del agua a la salida del economizador. Esta diferencia es necesaria para evitar la evaporación en los tubos del economizador en los arranques, subidas de carga y operación a cargas parciales.

Como en el caso del pinch point, valores pequeños suponen un mayor aprovechamiento del calor, pero también una mayor superficie de intercambio y posiblemente la necesidad de utilizar materiales capaces de resistir la posible vaporización. Sin embargo, valores demasiado elevados no son aconsejables ya que pueden choques térmicos de importancia en el calderín.

Valores óptimos suelen estar comprendidos entre 5 y 10°C.

La suma de estos parámetros, pinch point y approach, una vez fijadas la presión y temperaturas de vapor, determinan la producción de vapor.

➤ Caída de presión en el sobrecalentador:

Los diseños de sobrecalentador con pérdidas de carga grandes reducen la producción de vapor. Esto se debe a que para mantener la presión de vapor a la entrada de la turbina, la presión y temperatura de saturación deben ser mayores. Por tanto, se debe



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

conseguir un equilibrio entre coste y eficiencia razonable. Valores de caída de presión óptimos estarían comprendidos entre 5 y 8 bar.

➤ Caída de presión en el economizador:

Influye directamente en el consumo de las bombas de agua de alimentación, por lo que se ha de seleccionar teniendo en cuenta el coste y la eficiencia del sistema.

➤ Temperatura del agua de alimentación:

A diferencia de los ciclos con calderas convencionales en los que el rendimiento aumenta calentando el agua de alimentación mediante varias extracciones de vapor de la turbina, en los ciclos combinados gas-vapor, el rendimiento de la caldera de recuperación aumenta cuanto más baja es la temperatura del agua a la entrada del economizador.

De hecho, el calentamiento del agua de alimentación en este tipo de centrales, se realiza con el objetivo de reducir la solubilidad de los gases en el agua y de eliminarlos a través del sistema de vacío del condensador. Normalmente este precalentamiento se realiza en el desgasificador ("Deaerator") mediante un sangrado de la turbina de vapor.



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

3.3.2. CICLOS COMBINADOS CON DOS NIVELES DE PRESIÓN

En ciclos combinados de un nivel de presión, se obtienen temperaturas de salida de gases a la atmósfera del orden de 120°C.

El objetivo que persigue aumentar a dos los niveles de presión de la caldera de recuperación, es mejorar el acoplamiento entre los ciclos Brayton y Rankine, esto es, reducir la temperatura de salida de gases, las pérdidas por calor sensible, y por tanto mejorar el rendimiento termodinámico del ciclo. Se obtienen valores similares de presión, temperatura y caudal del vapor de alta presión y un suplemento de vapor de menor presión y temperatura. En el nivel de baja presión, gracias a su menor presión y temperatura de saturación, se puede aprovechar de manera más eficiente el calor sensible de los gases de menor temperatura, aumentando de esta forma el trabajo producido en la turbina de vapor.

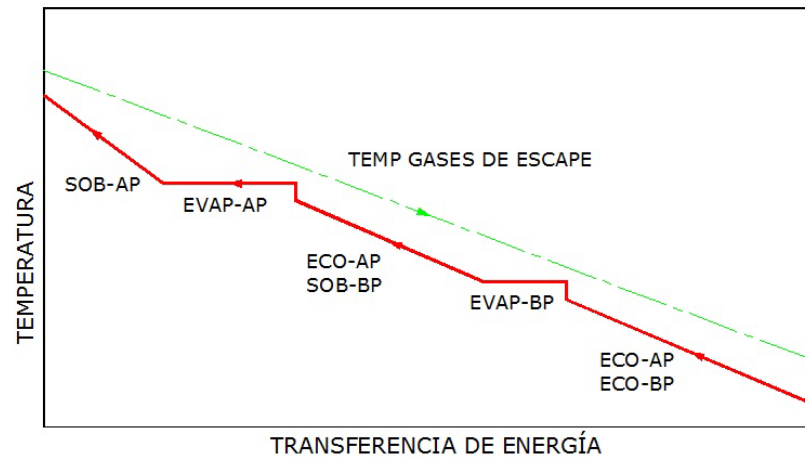
➤ Presión de vapor:

La presión del vapor de alta presión debe ser elevada para tener un salto entálpico que maximice la potencia en la turbina de vapor, teniendo en cuenta las restricciones y criterios de diseño ya expuestos para los ciclos combinados de un nivel de presión.

La presión del vapor de baja presión debe ser pequeña para poder aprovechar el calor sensible de los gases a baja temperatura durante el proceso de evaporación, aunque no demasiado, ya que disminuiría el salto entálpico en la turbina, aumentaría el flujo de vapor y encarecería el coste de algunos equipos.

Por estos motivos, normalmente la presión del vapor de alta presión se selecciona en unos 100 bar y la de baja alrededor de 5 bar.

La figura siguiente, muestra el diagrama de intercambio energético entre los gases de escape y el agua-vapor en la caldera de recuperación de calor para el caso de dos niveles de presión.



*Figura 8: Intercambio energético entre gases de escape y agua-vapor.
Ciclo combinado gas-vapor con dos niveles de presión*

➤ Temperatura de vapor:

La potencia de la turbina de vapor aumenta cuanto mayor es la temperatura del vapor de alta presión. Esto se debe, por una parte a que aumenta la entalpía del vapor de entrada a la turbina de alta presión y por otra, a que la menor producción de vapor en alta presión se recupera en el evaporador de baja presión.

Asimismo, un aumento de la temperatura del vapor de baja presión tiene sólo un ligero efecto positivo en la potencia de la turbina de vapor.

Desde el punto de vista termodinámico, el aumento de la temperatura del vapor da lugar a una mayor temperatura media del foco caliente del ciclo Rankine, y a un incremento en el rendimiento del ciclo combinado gas-vapor.



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

➤ Pinch point:

Aunque el pinch point de alta presión, en este tipo de ciclos no tiene tanta influencia en la potencia entregada por la turbina de vapor como en el caso de ciclos de un nivel de presión, debido a que la energía no utilizada en alta presión se puede recuperar en baja presión, se trata de aumentar la calidad del vapor de alta presión utilizando valores de pinch point entre 5 y 8°C y valores un poco más altos en el evaporador de baja presión.

➤ Approach:

Para mejorar la eficiencia del ciclo se ha de reducir este parámetro, siendo valores óptimos de 5 a 8°C.

➤ Caída de presión en los sobrecalentadores:

Como se indicó para el caso de ciclos combinados de un nivel de presión, este parámetro influye en el rendimiento y en la producción de vapor, y conviene que sean valores bajos tanto en el sobrecalentador de alta presión (4 - 5 bar) como en el de baja presión (algo inferior a la anterior).



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

3.3.3. CICLOS COMBINADOS CON TRES NIVELES DE PRESIÓN

Se puede mejorar aún más el rendimiento del ciclo recuperando más energía de los gases del escape de la turbina de gas. Esto se puede conseguir añadiendo un tercer nivel de presión.

En turbinas de gas con elevada temperatura de gases de escape, como es el caso de los ciclos combinados gas-vapor, la mayor parte del trabajo obtenido en la turbina de vapor es debido al vapor generado en el nivel de alta presión.

En turbinas con menor temperatura de gases de escape, el nivel de presión intermedia tiene un papel de mayor importancia, ya que se recupera menos energía en el nivel de alta presión y se produce más vapor en el nivel de presión intermedia.

Sin embargo, el aumento de potencia y rendimiento obtenidos de los ciclos combinados con tres niveles de presión suele ser pequeño respecto a los conseguidos con dos niveles. Por estos motivos, se suelen diseñar ciclos combinados con dos niveles de presión para temperaturas de gases de escape de turbina de gas medias-bajas, y de tres niveles de presión y recalentamiento para temperaturas altas ($\sim 600^{\circ}\text{C}$).

➤ Presión de vapor:

Para determinados valores de alta y media presión, la influencia que tiene la presión del vapor de baja presión en la potencia de la turbina de vapor es muy pequeña llegando a ser contraproducente debido al efecto de las pérdidas generadas para valores muy bajos, por lo que hay que buscar un equilibrio entre potencia y coste.



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

➤ Temperatura del vapor:

Al igual que en el caso de dos niveles de presión, la temperatura del vapor de alta presión tiene un papel predominante, aunque la potencia mejora ligeramente con la temperatura del vapor de media presión y muy poco con la del de baja presión.

Sin embargo, si se recalienta el vapor de media presión, proveniente de la turbina de alta presión, a temperaturas próximas al de alta presión, se consigue reducir más el grado de humedad en los últimos escalones de la turbina de baja presión, aunque hay que tener en cuenta, que la mezcla de este vapor (expandido en la turbina de alta presión y recalentado) con el vapor de media presión, puede originar fatiga térmica debido a la diferencia de temperatura de ambos vapores.

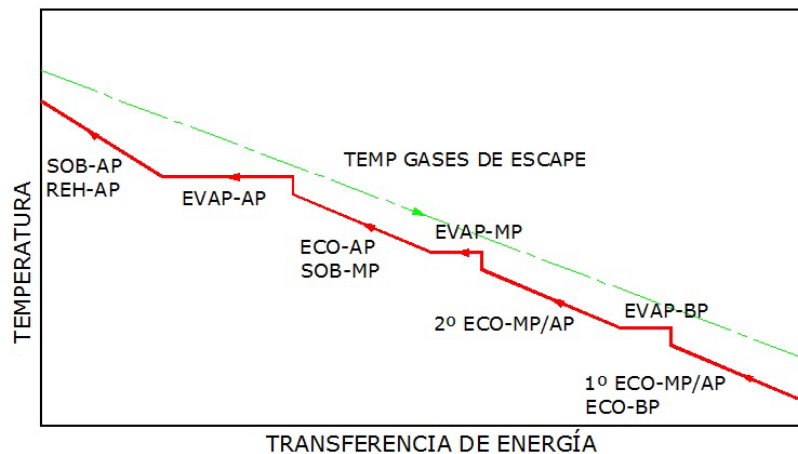
➤ Pinch point y Approach:

Teniendo en cuenta consideraciones similares a las de los ciclos combinados con dos niveles de presión, se concluye que hay que conseguir un equilibrio entre potencia y coste, obteniendo valores óptimos entre 5 y 10°C.

➤ Caída de presión en sobrecalentadores:

Valores óptimos para alta presión serían de 4 a 5 bar, y algo mayores para media presión.

La figura siguiente, muestra el diagrama de intercambio energético entre los gases de escape y el agua-vapor en la caldera recuperadora de calor para el caso de tres niveles de presión.



*Figura 9: Intercambio energético entre gases de escape y agua-vapor.
Ciclo combinado gas-vapor con tres niveles de presión*

3.3.4. CICLOS COMBINADOS CON RECALENTAMIENTO

En el ciclo agua-vapor, si se aumenta la presión de vapor, se mejora el rendimiento al aumentar la temperatura media del foco caliente. Además, el recalentamiento hace aumentar el salto entálpico para un mismo caudal de vapor, por lo que se incrementa la potencia en la turbina.

4. ELEMENTOS CONSTRUCTIVOS PRINCIPALES Y CONFIGURACIONES DE LOS CICLOS COMBINADOS GAS-VAPOR

4.1. ELEMENTOS CONSTRUCTIVOS PRINCIPALES

4.1.1. LA TURBINA DE GAS

Se trata de un motor de combustión interna que transforma la energía de un combustible en energía mecánica, siguiendo el ciclo Brayton descrito en el apartado 3.1

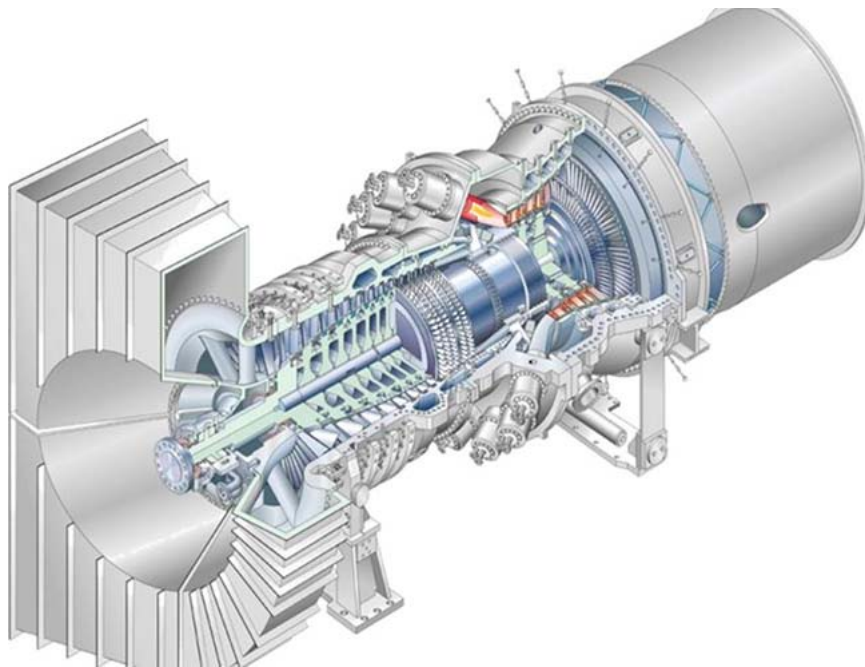


Figura 10: Turbina de Gas

En su versión más sencilla, el aire se filtra, se comprime en el compresor y se introduce como comburente en la cámara de combustión. Parte del aire comprimido en el compresor, se puede utilizar para refrigerar partes calientes de la cámara de combustión y las primeras etapas de la turbina de gas.

Los gases procedentes de la cámara de combustión, ceden parte de energía a su paso por la turbina, transformando la energía asociada a la



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

presión, temperatura y velocidad de los gases en energía mecánica en el eje.

Un parámetro crítico es la máxima temperatura admisible para los gases, tanto en la cámara de combustión como en la entrada a la turbina, que viene condicionada por la resistencia térmica y mecánica de los materiales utilizados.

Como puntos débiles de las turbinas de gas, se pueden citar que los rendimientos globales en condiciones de diseño y a cargas parciales que se obtienen son en general bajos.

Otros puntos desfavorables son los costes de mantenimiento asociados, que suponen el componente más importante del coste final del kWh (después del asociado al combustible) y las emisiones de contaminantes (principalmente NO_x, CO y CO₂).

De acuerdo con la *referencia* (2), los factores principales que influyen en la optimización de las turbinas son los siguientes:

- Temperatura media de combustión.

El aumento de este valor implica el aumento de la temperatura media del foco caliente y por tanto la mejora del rendimiento de la turbina.

- Temperatura del aire de admisión.

Su disminución provoca una mayor densidad del aire de admisión, lo que permite una mayor cantidad de masa de aire admitido con el consiguiente aumento de potencia de la turbina (manteniendo el dosado relativo de la mezcla combustible-aire)

- Temperatura de los gases de escape.

A pesar de que las altas temperaturas de escape en la turbina de gas suponen un menor rendimiento del ciclo Brayton, en el caso de los ciclos combinados, estas ineficiencias se compensan en



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

parte con la recuperación de calor en la caldera recuperadora para su aprovechamiento en el ciclo Rankine.

- Relación de compresión:

Como se ha visto en el apartado 3.1 en el caso de un ciclo Brayton ideal, para un determinado gas, el rendimiento de dicho ciclo crecería indefinidamente con el aumento de la relación de compresión. Sin embargo, si el objetivo, es recuperar calor en la caldera de recuperación de calor, el aumento de la relación de compresión provoca normalmente la reducción de la temperatura de escape, por lo que puede no ser interesante en determinados casos.

Actualmente la relación de compresión para distintas turbinas comerciales varía entre 1:15 y 1:30.

Por otra parte, además de actuando sobre los factores indicados anteriormente, la mejora del rendimiento se puede conseguir:

- Mejorando las propiedades de los materiales de la cámara de combustión y los escalones de la turbina sometidos a mayores sollicitaciones.
- Mejorando el sistema de refrigeración de estos elementos empleando vapor a temperaturas próximas a 400°C (la mayor capacidad calorífica del vapor frente a la del aire permite reducir esfuerzos térmicos sobre los componentes más sollicitados).
- Mediante combustión secuencial, en la que se combina el recalentamiento de los gases con una relación de compresión elevada.
- En turbinas de gas que arrastren un único compresor, al girar éste a velocidad casi constante, mediante el uso sistemas de álabes orientables en las primeras etapas de compresión, se

puede regular el caudal que circula por el mismo cuando se trabaja a cargas parciales.

Otra solución sería utilizar turbinas de gas de eje múltiple, de forma que el compresor de baja presión y el generador son arrastrados por un eje a velocidad constante y los compresores de media y alta presión pueden girar a distinta velocidad según la carga.

Las siguientes imágenes corresponden con modelos reales de turbinas de gas:

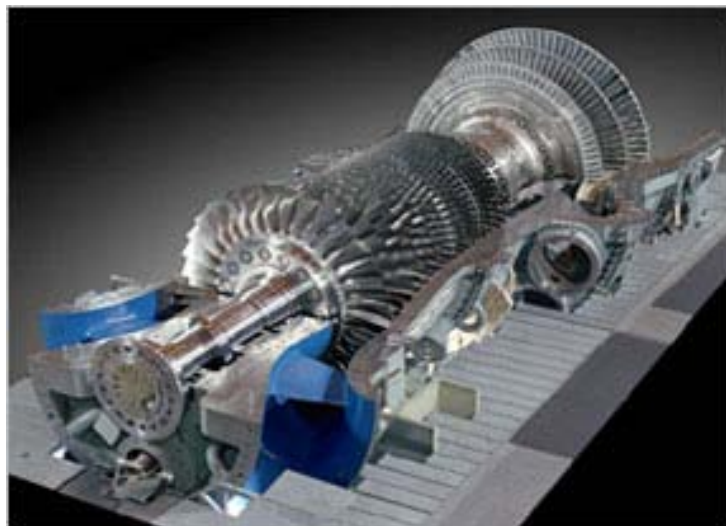
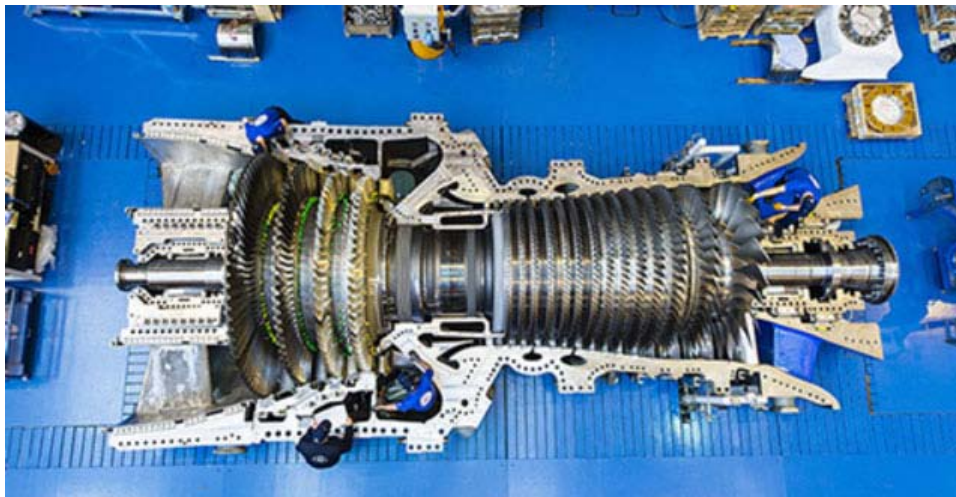


Figura 11: Imágenes de Turbinas de Gas

4.1.2. LA TURBINA DE VAPOR

Para el caso del ciclo combinado gas-vapor, es el elemento principal de un motor de combustión externa, que sigue como ciclo termodinámico el ciclo de Rankine descrito en el apartado 3.2.

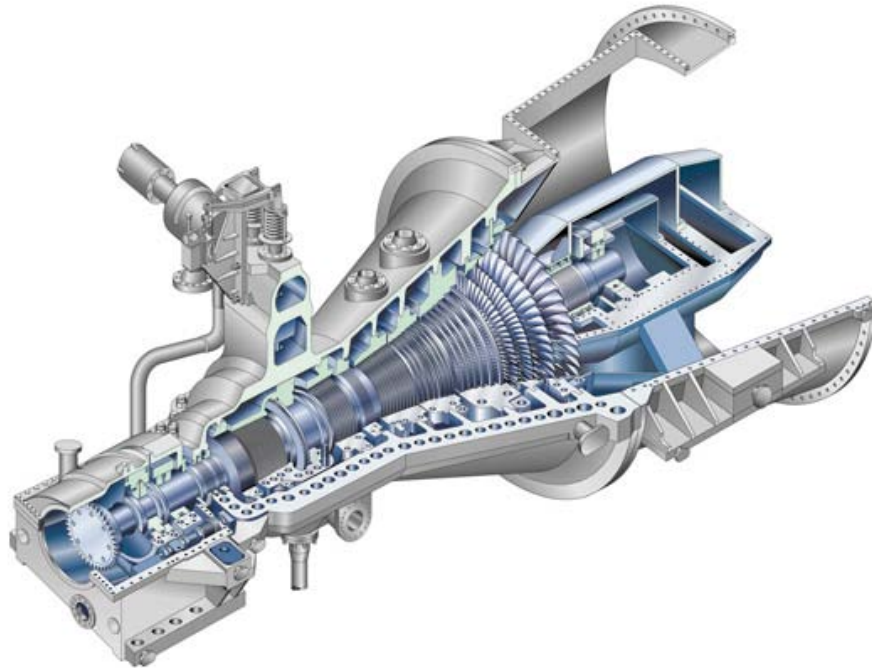


Figura 12: Turbina de Vapor

En su versión más sencilla, el vapor de alta presión generado en la caldera recuperadora se expande hasta la presión de condensación, donde se cede parte de la energía no aprovechable al foco frío, transformándose el vapor en agua líquida para facilitar el proceso de elevación de presión posterior.

Tras el condensador, se eleva la presión del agua líquida mediante bombeo para llegar a la caldera recuperadora, donde se calienta y evapora el agua y se sobrecalienta el vapor producido a presión constante.

A la salida de la caldera, el vapor producido se introduce en la turbina de vapor repitiendo de nuevo el ciclo.



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

4.1.2.1. Particularidades de las turbinas de vapor

Dado que los ciclos combinados generalmente operan con condiciones de vapor menos exigentes que las centrales convencionales, sobre todo en lo que a presión de vapor se refiere, los diseños de la turbina pueden ser más sencillos, con tamaños y espesores más pequeños que permiten tener menores inercias térmicas.

Por otra parte, la capacidad de operación cíclica de los ciclos combinados, exige diseños especiales para minimizar fatigas térmicas, como por ejemplo la selección de tolerancias axiales para permitir las expansiones necesarias entre rotor y carcasa durante arranques, paradas y variaciones rápidas de carga.

En cuanto a las extracciones de vapor, en principio, solamente tienen la extracción que va al desgasificador, ya que el calentamiento del agua de alimentación se realiza en la propia caldera de recuperación. Además, mediante la generación de vapor en tres niveles de presión se tiene un aumento considerable de vapor que se expande en la turbina. En consecuencia, el caudal de vapor de escape de las turbinas de baja presión de un ciclo combinado de tres niveles de presión puede ser, en comparación con la admisión en alta presión, muy superior al de los ciclos convencionales, en los que sí que existen extracciones de vapor destinadas a calentar el agua de alimentación.

Por último, mencionar que el escape ha de diseñarse de forma cuidadosa. En los ciclos combinados, el vapor de escape de la turbina de baja presión tiene una gran cantidad de energía cinética, por lo que es muy importante para el rendimiento del ciclo su aprovechamiento.



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

El caudal de vapor y la velocidad del vapor en el escape de la turbina de baja presión dependen de la cantidad de vapor producido y de la presión de escape.

En cuanto a la presión de escape del condensador, ésta viene marcada por la temperatura del circuito de refrigeración. Por tanto, el diseño ha de tener en cuenta las variaciones previsibles que se puedan producir para mantener la presión y velocidad de escape dentro de valores razonables.

4.1.2.2. Configuraciones de las turbinas de vapor

Un criterio que se ha de tener en cuenta a la hora de diseñar un ciclo combinado es que la temperatura de escape de los gases que salen por la chimenea sea baja.

La temperatura de los gases de escape de la turbina de gas y el tamaño del ciclo agua-vapor, determinan en buena parte el número de niveles de presión, las presiones y temperaturas de cada nivel y la existencia o no de recalentamiento intermedio del vapor.

De acuerdo con la *referencia* (2), los factores mencionados en los párrafos anteriores, condicionan el diseño constructivo de la turbina de vapor en cuanto a número de cuerpos, número de flujos, etc.

En potencias del orden de 400 MW en configuración “*monoeje*” de una turbina de gas con una de vapor, las turbinas suelen ser, bien de un cuerpo de alta y otro de media-baja presión con escape axial, o bien de un cuerpo de alta-media y un cuerpo de baja presión con doble flujo, escape inferior y alimentado a través de un cross-over.

Para potencias del orden de los 800 MW, con configuraciones de dos turbinas de gas y una de vapor, el elevado flujo de gas de baja presión hace que sea necesario un cuerpo de baja independiente, de doble flujo, con escape inferior o lateral. En caso de potencias pequeñas, del orden de 80 MW, al diseñarse generalmente los ciclos

combinados con dos niveles de presión, la turbina suele ser de un solo cuerpo de alta-baja presión con escape axial.

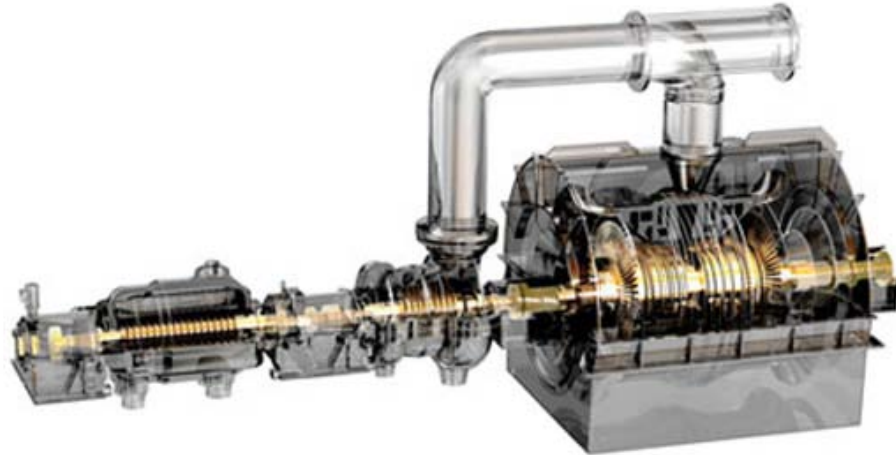


Figura 13: Turbina de vapor. Cuerpos de Alta Media y Baja presión

4.1.3. LA CALDERA RECUPERADORA DE CALOR (HRSG)

Este elemento es el encargado de aprovechar la energía de los gases de escape de la turbina de gas para la generación de vapor.

Básicamente consiste en una sucesión de distintos intercambiadores situados a la salida de la turbina de gas, de modo que el agua o vapor que circula por ellos se calienta o cambia de fase aprovechando la energía residual de los gases de escape de la turbina de gas.

Normalmente este tipo de calderas son acuotubulares, pudiendo ser tanto de circulación natural como forzada.

A diferencia de las calderas convencionales en las que los mecanismos de transferencia de energía principales son la convección y la radiación, en las calderas de recuperación de calor se puede suponer que el mecanismo principal es únicamente la convección.

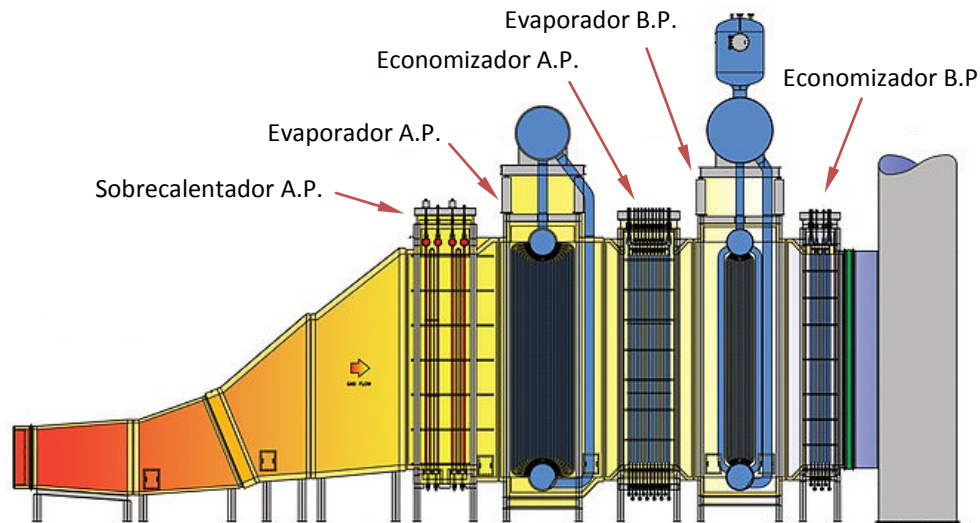


Figura 14: HRSG horizontal

La forma normal de operación en estas calderas es, según lo indicado en la *referencia* (2), es en lo que se denomina “presión deslizante”, donde la presión del vapor varía de acuerdo con el flujo de vapor mientras permanecen abiertas completamente las válvulas de admisión a la turbina de vapor. En esta forma de operación, a cargas parciales se maximiza el rendimiento, ya que si decrece la producción de vapor, al reducirse el caudal y la temperatura de los gases de escape, también se reduce la presión, y con ello la temperatura de saturación, con lo que se consigue una alta vaporización y la recuperación de la mayor parte de energía de los gases.

4.1.3.1. Circuito agua - vapor en el HRSG

En cada economizador, el agua realiza un paso en contracorriente con el gas procedente del escape de la turbina, elevando la temperatura del agua hasta prácticamente su saturación (*approach*).

En los calderines, el agua procedente de los economizadores, se mezcla con la mezcla agua-vapor procedente de los circuitos de generación de vapor. Desde el calderín, el agua pasa a los bancos

de generación de vapor (evaporadores) donde comienza la generación del vapor volviendo la mezcla agua-vapor al propio calderín para proceder a su separación.

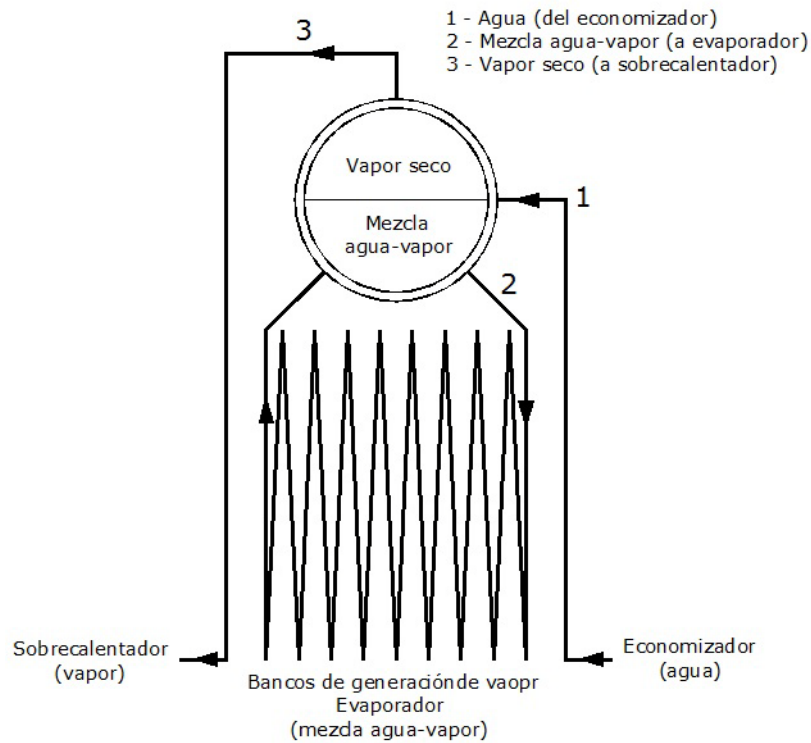


Figura 15: Esquema circuitos de generación de vapor

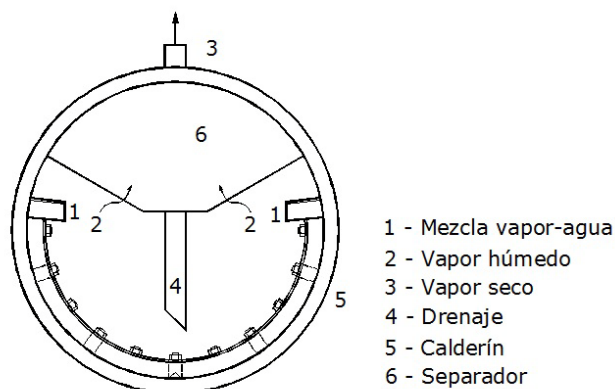


Figura 16: Esquema Calderín de Vapor



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

Desde la salida de los calderines, el vapor producido pasa a los sobrecalentadores donde se eleva su temperatura. A partir de aquí, los circuitos de vapor pueden diferir sustancialmente según el ciclo combinado en cuestión y los niveles de presión que lo compongan.

Por ejemplo, en ciclos con varios niveles de presión, es habitual que el vapor sobrecalentado de alta presión vaya directamente a la turbina de alta presión. Típicamente, el vapor que sale de ésta, suele estar en presiones del orden de la presión intermedia, por lo que se hace pasar por la caldera a través de otro banco de tubos (recalentador) para elevar su energía y que pueda ser aprovechado junto con el vapor generado directamente en media presión en la turbina de media presión.

Existen distintas clasificaciones de estas calderas de recuperación atendiendo a los siguientes criterios:

4.1.3.2. Calderas de recuperación con y sin postcombustión

- Sin postcombustión: básicamente es un intercambiador de calor en el que se transfiere el calor de los gases de escape de la turbina de gas al ciclo agua-vapor. Es el tipo más empleado en los ciclos combinados.
- Con postcombustión: normalmente, este tipo de calderas, llevan instalados quemadores a la entrada de la caldera en el conducto de gases, de forma que se puede utilizar el exceso de aire en los mismos. En otros casos pueden construirse con quemadores y entrada de aire adicional.



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

4.1.3.3. Calderas de recuperación horizontales y verticales

- Horizontales: en este caso, los gases de escape de la turbina, siguen una trayectoria horizontal a través de los diferentes intercambiadores de la caldera recuperadora hasta la chimenea. En esta configuración, los tubos de intercambio energético, son verticales y suelen ser aleteados, ocurriendo el proceso de evaporación por circulación natural, esto es, aprovechando la diferencia de densidad entre el agua del tramo de bajada y la mezcla agua-vapor del tramo de subida. Los tubos intercambiadores están autosoportados, colgando de los calderines y colectores situados en la parte superior de la caldera. Debido a esto, se obtiene una caldera más compacta y barata.

Por otra parte, dado que buena parte de los tubos de intercambio no son accesibles, las reparaciones suelen ser complejas.

Además, hay que prestar especial atención al drenaje inferior de los recalentadores y sobrecalentadores para evitar corrosión derivada de condensados estancados durante las paradas.

En la Figura 14, se muestra un esquema de este tipo de calderas.

- Verticales: este tipo de calderas consta de una estructura sobre la que se apoyan los calderines y los soportes horizontales de los tubos de intercambio. Los tubos dilatan mejor, por lo que las sollicitaciones térmicas son menores, y a su vez son más accesibles para inspección y mantenimiento que las horizontales.

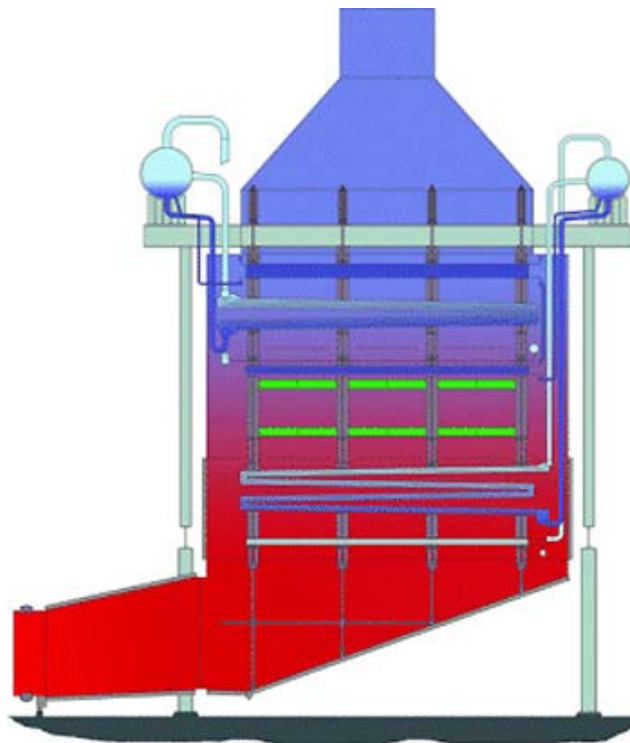


Figura 17: HRSG vertical

La circulación en algunos casos es forzada, en otras asistida en los arranques, aunque las tendencias de diseño van encaminadas hacia la circulación natural, lo que conlleva elevar la posición de los calderines para conseguir diferencia de densidades suficiente entre los tubos de bajada al colector y los de salida del colector del evaporador al calderín.



4.2. CONFIGURACIONES BÁSICAS DE CICLOS COMBINADOS

En los ciclos combinados gas-vapor, es frecuente que varias turbinas de gas alimenten mediante sus respectivas calderas recuperadoras a una única turbina de vapor, por lo que se puede establecer una clasificación atendiendo al número de equipos principales.

Otra clasificación interesante se puede establecer teniendo en cuenta la disposición relativa de los ejes de las turbinas de gas y vapor, según se encuentren alineados o no: monoeje o multieje. Además, en la configuración monoeje, el generador se puede colocar en el extremo del eje (facilidad de mantenimiento) o entre la turbina de gas y la de vapor (con embrague de acople entre turbina de gas y de vapor). Esta última configuración permite producir energía con el funcionamiento exclusivo de la turbina de gas.

A continuación se describen brevemente algunas características de las configuraciones más habituales:

4.2.1. MONOEJE

Esta configuración proporciona una menor fiabilidad, ya que sólo se extrae energía a través de un generador.

- 1x1 (una turbina de gas y una de vapor):
 - ✓ Con embrague: el generador está situado entre las turbinas de gas y de vapor, proporcionando un mayor equilibrio al conjunto. Además, dado que se pueden independizar las turbinas de gas y de vapor, el sistema de arranque puede ser más sencillo.
 - ✓ Sin embrague: al estar situado el generador en uno de los extremos del tren de potencia, se facilitan las labores de inspección y mantenimiento.

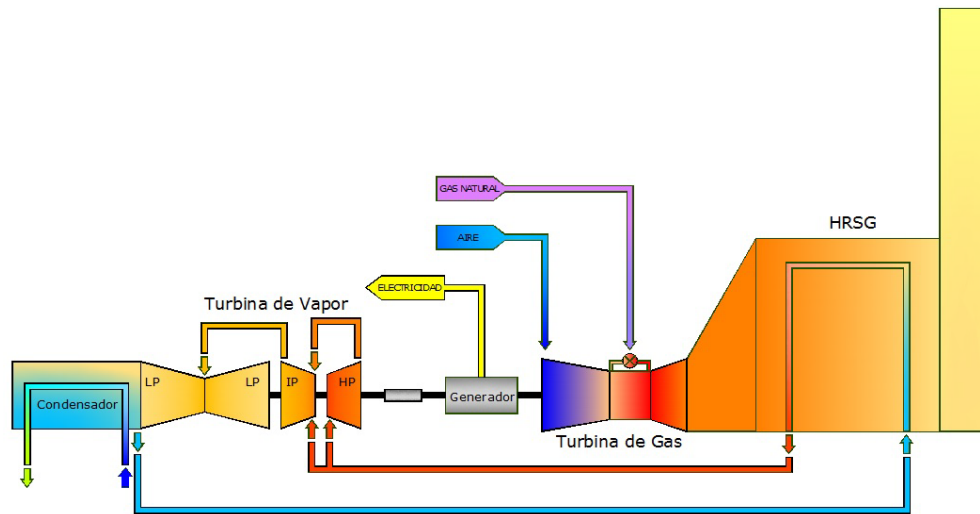


Figura 18: Configuración Monoeje 1x1

4.2.2. MULTIEJE

Con esta configuración, cada generador puede alimentar sistemas de transporte eléctrico con diferentes tensiones.

- 1x1 (una turbina de gas y una de vapor): se tiene mayor disponibilidad de la turbina de gas, ya que puede funcionar de forma independiente a la turbina de vapor. Además, el mantenimiento de generadores y turbinas es sencillo. Por el contrario, se necesita mayor inversión ya que requiere de dos generadores y transformadores, aunque disfruta de las ventajas propias de la configuración multieje.
- 2x1 (dos turbinas de gas y una de vapor): tienen costes de inversión inferiores a las monoeje de la misma potencia, mayor flexibilidad de operación al poder trabajar con una turbina de gas y la de vapor, y poder arrancar rápidamente la segunda turbina de gas. Poseen rendimientos mayores a cargas parciales al poder actuar con una turbina de gas a su capacidad nominal en un amplio rango de potencias.
- Del mismo modo existen otras configuraciones del tipo 3x1, 4x1.



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

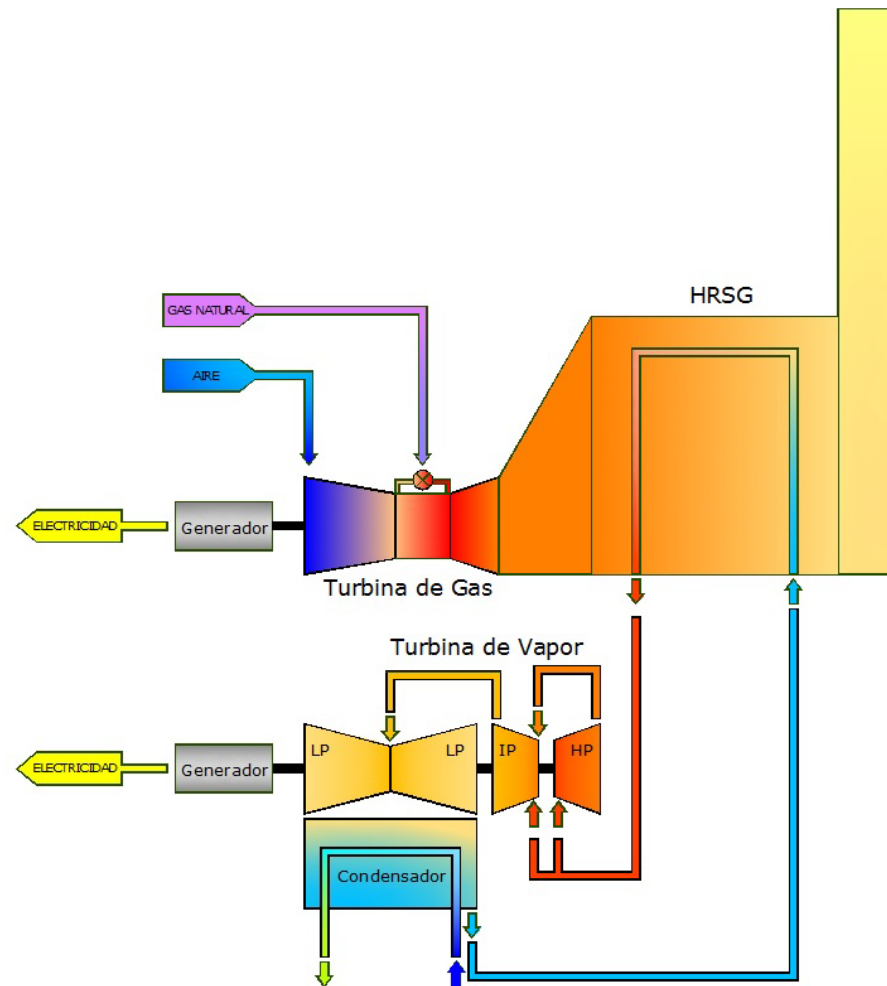


Figura 19: Configuración Multieje 1x1

ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

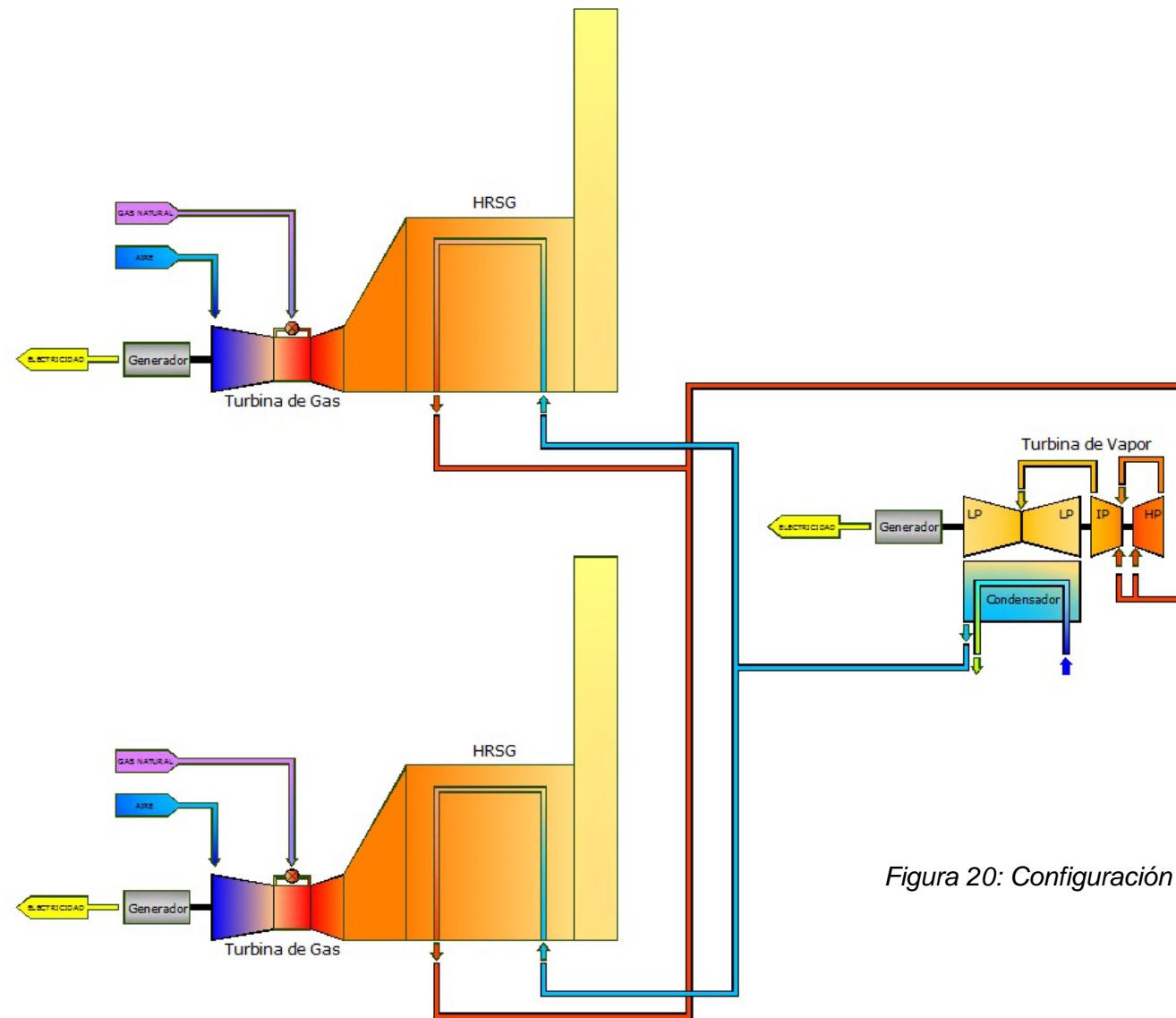


Figura 20: Configuración Multieje 2x1



5. CICLOS COMBINADOS REGULARES

Como se ha indicado en el apartado 4.1.1, la temperatura de entrada a la turbina de gas es un parámetro importante de con vistas al aumento de potencia generada y del rendimiento del ciclo combinado. Sin embargo, con el aumento del valor de este parámetro, aumentan las emisiones de NO_x , por lo que para reducir éstas dentro de los límites permitidos, se han desarrollado varias técnicas como la inyección de vapor y agua o aire del compresor para apagar la llama antes de la entrada a la turbina de gas. Además, al aumentar la temperatura de combustión, se ha de mejorar la eficacia del proceso de refrigeración de los álabes de la turbina de gas.

Otra forma de mejorar el rendimiento y la potencia generada en el ciclo combinado, que es la que se contempla en este estudio, es utilizar técnicas de refrigeración de la turbina de gas mediante vapor-aire. Este tipo de técnica, según la *referencia* (3), se puede encontrar en los ciclos combinados 107H / 109H de General Electric (GE) y M501H de Mitsubishi Heavy Industries (MHI). En ambos ciclos, se refrigeran las primeras etapas de la turbina de gas, de las cuales aproximadamente dos tercios se refrigeran usando un circuito cerrado de vapor (para las primeras etapas) y el tercio restante mediante un circuito abierto de aire. El resto de etapas no se refrigeran.

La refrigeración de la turbina de gas mediante vapor-aire, tiene varias ventajas en comparación con la refrigeración únicamente mediante aire, como es el hecho de que emplea mucho menos aire del compresor para la refrigeración, reduciendo así las irreversibilidades y la pérdida de presión del proceso de mezcla aire-gas durante la expansión. De este modo, se tiene más aire disponible para la combustión y por tanto se tiene mayor capacidad de generación de energía.

Por otro lado, dado que buena parte de la caída de temperatura resultante de la mezcla gas-aire en las turbinas refrigeradas sólo por aire, se elimina en las refrigeradas por vapor-aire, su temperatura de salida es mayor en este último caso para la misma temperatura de entrada y relación de presiones. Por tanto



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

una turbina de gas refrigerada por vapor-aire, para mismas temperaturas de entrada y salida de turbina tiene una relación de presión mayor que una turbina de gas refrigerada únicamente por aire.

En los sistemas de refrigeración por vapor-aire, mediante un circuito cerrado, el vapor proveniente de la caldera de recuperación de calor, refrigera por flujo interno las primeras etapas de la turbina de gas sin que exista mezcla entre el gas y el vapor. El resto de etapas refrigeradas se refrigeran mediante el mezclado del gas expandido con aire procedente del compresor.

Diversos estudios realizados sobre ciclos combinados concluyen que, con el empleo de estos sistemas de refrigeración, se tiene un aumento significativo de potencia y de rendimiento del ciclo, por lo que los ciclos 107H / 109H y M501H, con tres niveles de presión, se consideran ciclos prometedores. De hecho, se han denominado “Ciclos Regulares” a estos ciclos, de forma que se pueden tomar como referencia para comparar sus resultados con datos de distintos fabricantes.

Como se indicó en el apartado 2, el ciclo combinado básico, objeto de este estudio, es el Ciclo Regular 107H, cuyo esquema se muestra en la figura siguiente:

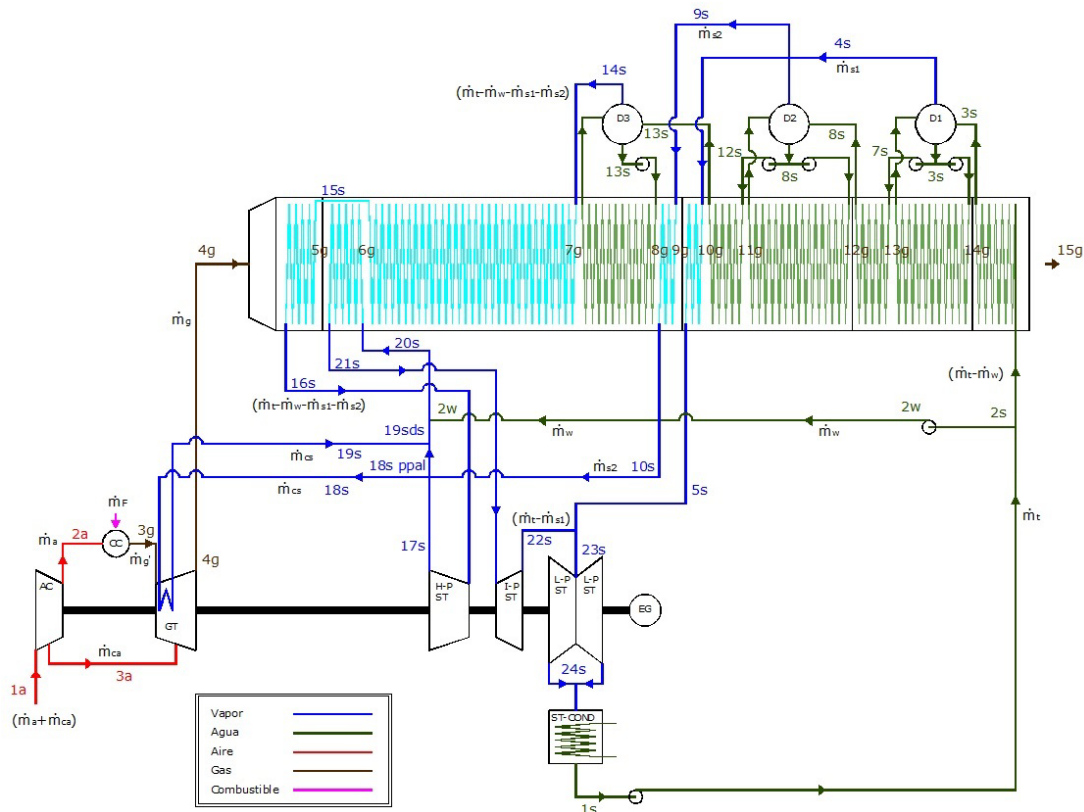


Figura 21: Ciclo Regular 107H

Como se puede observar, el vapor parcialmente recalentado se hace circular a través de la turbina de gas. Por tanto, las cargas de la caldera de recuperación en este ciclo son menores que las de ciclos combinados con turbina de gas refrigerada únicamente por aire.

El flujo másico de vapor necesario para refrigerar la turbina de gas es función de múltiples parámetros como la relación de presión, la temperatura de entrada a la turbina de gas y las condiciones del vapor a la entrada de la misma.



6. SIMULACIÓN NUMÉRICA

Como se indicó en el apartado 2, para la simulación numérica se ha utilizado la herramienta Matlab de Mathworks.

6.1. DESCRIPCIÓN DEL CICLO, HIPÓTESIS REALIZADAS Y DATOS DE PARTIDA

6.1.1. DESCRIPCIÓN Y DATOS DE PARTIDA

En este apartado se describen las condiciones de diseño y datos de partida utilizados para la simulación numérica del Ciclo Regular 107H.

Se trata de un ciclo combinado convencional, con recalentamiento y tres niveles de presión, con turbina de gas refrigerada por un sistema de vapor-aire y cuya configuración es monoeje 1x1.

6.1.1.1. Hipótesis de diseño

Para el estudio del ciclo Brayton:

- Variación de energía cinética del fluido de trabajo entre entrada y salida de cada elemento despreciable.
- No existen pérdidas de carga durante el proceso de expansión (salvo en el proceso de refrigeración de la turbina de gas mediante aire proveniente del compresor)
- Los calores específicos del fluido de trabajo se consideran variables como función de la temperatura.
- El gasto másico se mantiene constante (salvo extracciones del compresor hacia la turbina de gas para su refrigeración).

Por tanto, los procesos de expansión y compresión serán no isentrópicos y se considerarán las variaciones del gasto másico de la mezcla de gases y de su composición a lo largo del ciclo.



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

Para el estudio del ciclo Rankine:

- Variación de energía cinética del fluido de trabajo entre entrada y salida de cada elemento despreciable.
- No existen pérdidas de carga en conductos (salvo en los diversos intercambiadores del proceso cuyas caídas máximas quedan definidas en la Tabla 1).
- El gasto másico se mantiene constante a lo largo de las diversas expansiones en la turbina de vapor.

Por tanto, al igual que para el ciclo Brayton, se considerará que las expansiones producidas en los distintos cuerpos de la turbina de vapor son no isentrópicas.

Asimismo, las etapas de elevación de presión se consideran no isentrópicas.

Para la determinación de las propiedades de los gases de combustión:

- El combustible utilizado se va a considerar compuesto exclusivamente por metano.
- El aire se va a considerar compuesto únicamente por oxígeno (21%) y nitrógeno (79%)

6.1.1.2. Datos de partida

En la tabla siguiente se indican los datos utilizados para la simulación numérica del ciclo combinado regular 107H de acuerdo con la *referencia* (3).



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

Tabla 1: Datos de partida para el Ciclo Regular 107H

1	Presión ambiente	$P_{atm} = 101,3 \text{ kPa}$
2	Temperatura ambiente	$T_{atm} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$
3	Eficiencia mecánica	$\eta_{mec} = 98,7$
4	Rendimiento isentrópico para la Turbina de alta presión	$\eta_{sHP-ST} = 90\%$
5	Rendimiento isentrópico para las Turbinas de media y baja presión	$\eta_{sIP-ST}/\eta_{sLP-ST} = 92\%$
6	Rendimiento isentrópico de las Bombas	$\eta_{sP} = 85\%$
7	Rendimiento politrópico del Compresor	$\eta_{\infty C} = 92,4\%$
8	Rendimiento politrópico de la Turbina de Gas	$\eta_{\infty T} = 92,7$
9	Consumo auxiliar de la Turbina de Gas	$W_{GTAux} = 0,35\%$
10	Caída de presión del gas en HRSG	$\Delta P_{HRSG} = 3\%$
11	Caída de presión en Cámara de Combustión	$\Delta P_{cc} = 3\%$
12	Rendimiento de la Cámara de Combustión	$\eta_{cc} = 99,1\%$
13	Caída de presión del agua en Economizadores	$\delta P_{eco} = 25\%$



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

14	Caída de presión del vapor en Sobrecalentador, Recalentador y <i>Superheater</i>	$\delta P_{sob}/\delta P_{reh}/\delta P_{sup} = 8\%$
15	Caída de presión del vapor en los conductos de refrigeración de la Turbina de Gas	$\delta P_{cs-RC} = 6\%$
16	Caída de presión del vapor en los conductos de refrigeración de la Turbina de Gas corregido	$\delta P_{cs-OC} = (Eh)^4 \delta P_{cs-RC}$
17	Presión de Condensación del vapor	$P_{1s} = 4 \text{ kPa}$
18	Poder calorífico inferior del Metano	$PCI_{CH_4} = 50016 \text{ kJ/kg}$
19	Mínima diferencia de temperaturas para los Pinch Points	$\delta T_{ppi} \leq 8 \text{ }^\circ\text{C}$
20	Mínima temperatura de gases de Chimenea	$T_{15gMin} = 62 \text{ }^\circ\text{C}$
21	Máxima temperatura del vapor	$600 \text{ }^\circ\text{C}$
22	Máxima presión de vapor	21000 kPa
23	Título de Vapor mínimo a la salida de la turbina	$xv_{24sMin} = 0,88$

En la tabla anterior, se han expresado las caídas de presión producidas en varios componentes del ciclo en forma de porcentaje.

Cada una de ellas está referida a la presión de entrada a cada componente (ver Figura 21)



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

De este modo, se tiene para los economizadores:

Caída de presión en el economizador de baja presión (2s-3s):

$$P_{3s} = P_{2s}(1 - \delta P_{eco\ lo}) \quad [6.1]$$

Caída de presión en el economizador de media presión (7s-8s):

$$P_{8s} = P_{7s}(1 - \delta P_{eco\ med}) \quad [6.2]$$

Caída de presión en el economizador de alta presión (12s-13s):

$$P_{13s} = P_{12s}(1 - \delta P_{eco\ hi}) \quad [6.3]$$

De forma análoga, se expresan las caídas de presión en sobrecalentadores:

Caída de presión en el sobrecalentador de baja presión (4s-5s):

$$P_{5s} = P_{4s}(1 - \delta P_{sob\ lo}) \quad [6.4]$$

Caída de presión en el sobrecalentador de media presión (9s-10s):

$$P_{10s} = P_{9s}(1 - \delta P_{sob\ med}) \quad [6.5]$$

Caída de presión en el sobrecalentador de alta presión (14s-15s):

$$P_{15s} = P_{14s}(1 - \delta P_{sob\ hi}) \quad [6.6]$$

Para el recalentador (20s-21s):

$$P_{21s} = P_{20s}(1 - \delta P_{reh}) \quad [6.7]$$

Para el *superheater* (15s-16s):

$$P_{16s} = P_{15s}(1 - \delta P_{sup}) \quad [6.8]$$



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

Y para los conductos de refrigeración de la turbina de gas (18s-19s):

$$P_{19s} = P_{18s}(1 - \delta P_{cs-OC}) \quad [6.9]$$

En cuanto al lado de gases, la caída de presión a lo largo del HRSG, viene definidas de forma similar (4g-15g):

$$P_{15g} = P_{4g}(1 - \Delta P_{HRSG}) \quad [6.10]$$

Y en la cámara de combustión (2a-3g):

$$P_{3g} = P_{2a} \cdot (1 - \Delta P_{cc}) \quad [6.11]$$

6.1.1.3. Parámetros de diseño

A continuación se presentan los parámetros y criterios fijados que se han considerado para el estudio del Ciclo Regular 107H según la *referencia* (3).

Tabla 2: Valores de los parámetros de diseño

1	Presión de evaporación de los Calderines de baja presión D1 y alta presión D3	$P_{D1} = 215,7 \text{ kPa}$ $P_{D3} = 16500 \text{ kPa}$
2	Inverso de la relación de expansión en la turbina de vapor de alta presión ¹	$\alpha = 0,2$
3	Temperatura del vapor de entrada a la turbina de vapor de alta presión	$T_{16s} = 838 \text{ K}$

¹ α es el inverso a la relación de expansión en la turbina de alta presión. El valor indicado es tal que permite obtener una relación entre la presión de entrada a la turbina de media presión y la presión en el calderín de alta presión igual al valor 0,1442 especificado en (5), teniendo en cuenta caídas de presión en los intercambiadores del HRSG.



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

4	Temperatura del vapor recalentado caliente a la entrada a la turbina de vapor de media presión	$T_{21s} = 838 \text{ K}$
5	Temperatura del vapor sobrecalentado en 5s	$T_{5s} = 550 \text{ K}$
6	Relación de compresión	$r_{com} = 20,4$
7	Temperatura de entrada a la turbina de gas	1750K
8	Gasto de aire necesario para la combustión	$\dot{m}_a = 513 \text{ kg/s}$
9	La temperatura del vapor sobrecalentado en 10s se fija a la temperatura de evaporación del calderín de alta presión D3	
10	La diferencia mínima de temperaturas de Aproximación del Sobrecalentador se fija en 25 K, o el Pinch Point 1 (calderín D1) mínimo, se fija en 8 K. Se han de satisfacer ambas.	

Como se puede observar, a parte de la relación de compresión, el gasto de aire en la cámara de combustión y la temperatura de entrada a la turbina de gas, se fijan las presiones de evaporación de los calderines de alta y baja presión (por tanto también sus temperaturas), las temperaturas de entrada a las turbinas de vapor de alta y media presión, la relación de expansión en la turbina de alta presión y las temperaturas del vapor sobrecalentado de media y baja presión.

6.1.2. PROCESO DE COMBUSTIÓN

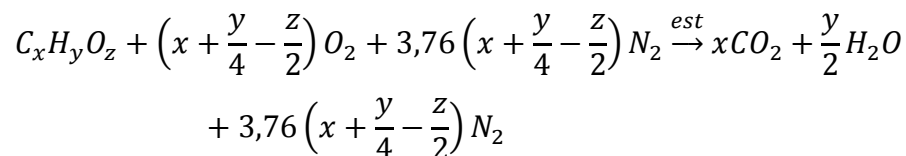
Para el objeto de este proyecto, se supone la combustión completa del combustible asumiendo que este está compuesto exclusivamente por CH_4 .



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

A continuación se realiza el desarrollo para calcular la composición de los productos de la combustión para un combustible genérico:

Ajustando la reacción de combustión estequiométrica para 1 mol de combustible genérico (compuesto por carbono, hidrógeno y oxígeno) mediante el planteamiento de las correspondientes ecuaciones de conservación de átomos se tiene:



Moles de Reactantes y Productos en la reacción estequiométrica:

<u>Reactantes</u>	<u>Productos</u>
$N_F = N(C_xH_yO_z) = 1$	$N_{CO_2} = x$
$N_{O_2} = x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}$	$N_{H_2O} = \frac{y}{2}$
$N_{N_2} = 3,76 \left(x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}\right)$	$N_{N_2} = 3,76 \left(x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}\right)$

Relación molar estequiométrica:

$$\left(\frac{N_F}{N_{O_2}}\right)_{est} = \frac{1}{x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}} \quad [6.12]$$

Dosado relativo (φ)

$$\varphi = \frac{\frac{N_F}{N_{O_2}}}{\left(\frac{N_F}{N_{O_2}}\right)_{est}} \quad [6.13]$$



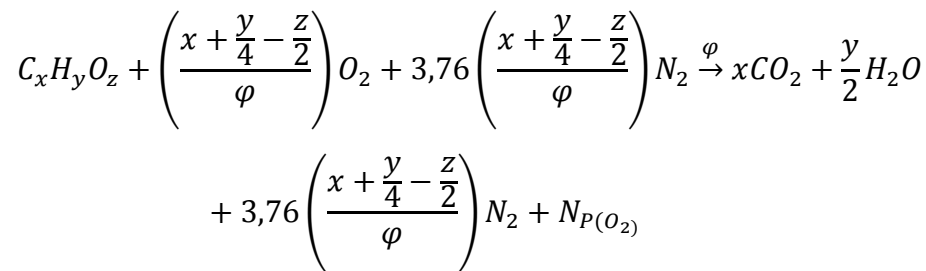
ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

Para una mezcla pobre, como normalmente ocurre en el caso de las turbinas de gas para la generación de potencia en ciclos combinados, habrá un excedente de oxígeno que no se consumirá en la reacción de combustión, por lo que hay que calcular esta diferencia en función del dosado de la mezcla.

Despejando el número de moles de oxígeno de la ecuación anterior:

$$N_{O_2} = \frac{N_F}{\varphi \left(\frac{N_F}{N_{O_2}} \right)_{est}} = \frac{1}{\varphi \frac{1}{x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}}} = \frac{x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}}{\varphi}$$

La reacción para la mezcla pobre será la siguiente, en función del dosado relativo:



Planteando de nuevo la conservación de átomos para el caso del O_2 :

$$z + 2 \cdot \frac{x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}}{\varphi} - \frac{y}{2} - 2x = O_{Productos} \rightarrow$$

$$O_{Productos} = 2 \left(\frac{1}{\varphi} - 1 \right) \left(x + \frac{y}{2} - z \right) \rightarrow$$

$$N_{P(O_2)} = \left(\frac{1}{\varphi} - 1 \right) \left(x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2} \right)$$



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

Por tanto, el número de moles de Reactantes y de Productos para una mezcla pobre con un dosado relativo de valor φ

<u>Reactantes</u>	<u>Productos</u>
$N_F = N(C_x H_y O_z) = 1$	$N_{CO_2} = x$
$N_{O_2} = \frac{x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}}{\varphi}$	$N_{H_2O} = \frac{y}{2}$
$N_{N_2} = 3,76 \left(\frac{x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}}{\varphi} \right)$	$N_{N_2} = 3,76 \left(\frac{x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}}{\varphi} \right)$
	$N_{P(O_2)} = \left(\frac{1}{\varphi} - 1 \right) \left(x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2} \right)$

[6.14]

Sin embargo, el proceso de combustión, no se produce en una única reacción, como aquí se ha modelado, sino que se produce a través de una sucesión compleja de diferentes reacciones, lo cual afecta a la composición final de los productos de combustión y a su temperatura.

En este sentido y teniendo en cuenta lo indicado en la *referencia* (3), se ha considerado una temperatura de los gases de combustión en la entrada al primer escalón de la turbina de gas de 1750K, aunque para evaluar las propiedades de dichos gases, por simplicidad, se ha utilizado la composición de productos de combustión obtenida mediante la expresión [6.14].

6.1.3. DETERMINACIÓN DEL GASTO DE COMBUSTIBLE

Suponiendo conocido el dosado relativo, y de acuerdo con su definición, expresión [6.13], se puede determinar el número de moles de combustible:

$$\varphi = \frac{\frac{N_F}{N_{O_2}}}{\left(\frac{N_F}{N_{O_2}}\right)_{est}} \rightarrow N_F = \varphi N_{O_2} \left(\frac{N_F}{N_{O_2}}\right)_{est}$$

De la expresión [6.12], se obtiene la proporción estequiométrica:

$$\left(\frac{N_F}{N_{O_2}}\right)_{est} = \frac{1}{x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}}$$

Por otra parte, el número de moles de O_2 , se puede determinar conocida la masa de aire necesaria para la combustión, su peso molecular y la proporción de O_2 en aire.

Una vez conocido el número de moles de combustible y su peso molecular, se obtiene directamente la masa del mismo.

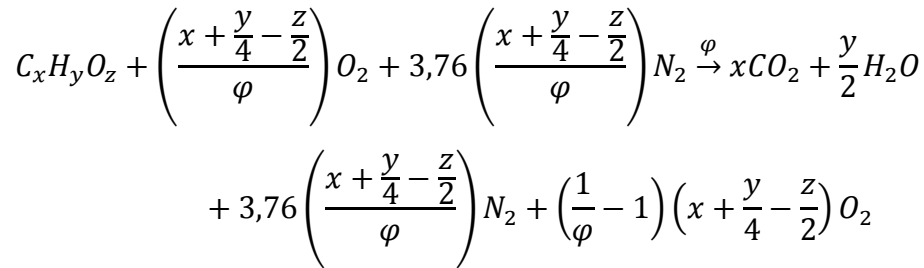
Al estar utilizando gasto de aire en lugar de masa, directamente se obtiene el gasto de combustible.

$$\dot{m}_F = \dot{N}_F \cdot PM_F \quad [6.15]$$

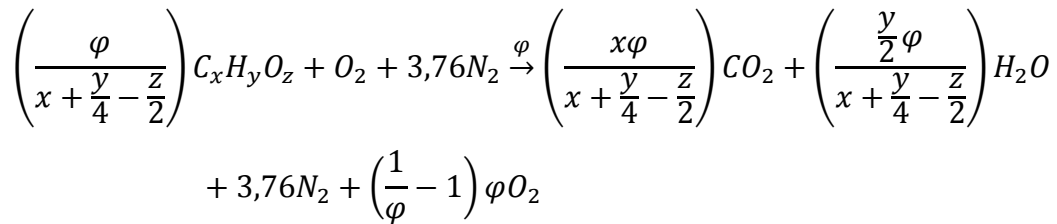
6.1.4. DETERMINACIÓN DEL GASTO DE PRODUCTOS DE LA COMBUSTIÓN

Dado que, de acuerdo con la *referencia* (3), uno de los datos de partida es el gasto de aire requerido en la cámara de combustión (punto 8 de la Tabla 2), se va a referir la reacción de combustión considerada en el apartado 6.1.2 a la unidad de masa de aire.

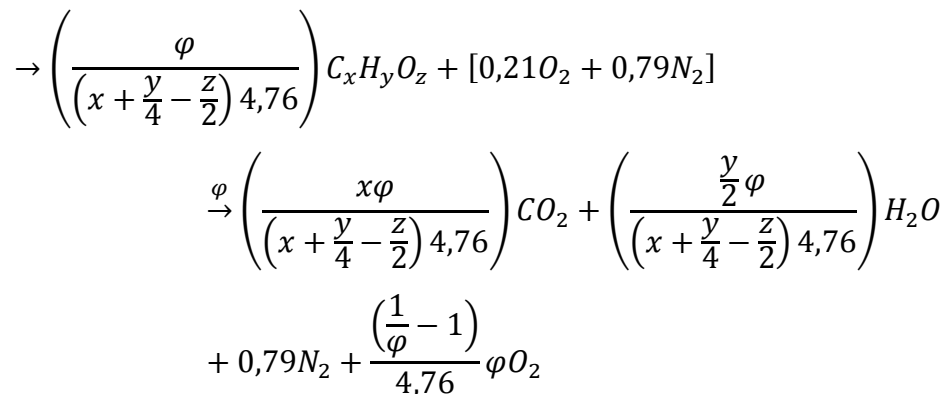
Por tanto, a partir de la reacción de combustión para una mezcla de aire-combustible con dosado relativo φ , deducida anteriormente:



refiriéndolo a un mol de O_2 :



refiriéndolo a un mol de aire:



Como se ha indicado anteriormente, el dato de partida para calcular el gasto de los productos de combustión es el aire necesario para la misma, por lo que con este dato se puede determinar el número de moles de aire que intervienen en la reacción:

$$m_a \rightarrow N_a$$

Multiplicando el número de moles de cada especie obtenido en la reacción anterior por el número de moles de aire que intervienen en el proceso de combustión, se obtiene el número de moles total de cada especie de los productos de la combustión:

$$\begin{aligned}
 & \left(\frac{\varphi N_a}{\left(x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}\right) 4,76} \right) C_x H_y O_z + N_a [0,21 O_2 + 0,79 N_2] \\
 & \rightarrow \left(\frac{x \varphi N_a}{\left(x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}\right) 4,76} \right) CO_2 \\
 & + \left(\frac{\frac{y}{2} \varphi N_a}{\left(x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}\right) 4,76} \right) H_2O + (N_a \cdot 0,79) N_2 \quad [6.16] \\
 & + \left(\frac{\left(\frac{1}{\varphi} - 1\right)}{4,76} \varphi N_a \right) O_2
 \end{aligned}$$

Por tanto, la masa producida de cada especie y la masa total de productos de combustión (m_g), se obtiene directamente a partir de los pesos moleculares correspondientes.

Por otra parte, hay que tener en cuenta que, en el caso estudiado, se está considerando una turbina de gas en la que parte de la refrigeración de los primeros escalones se realiza con vapor, y parte con aire procedente del compresor. De acuerdo con esto, el gasto de productos de la combustión variará, aumentando en la cantidad correspondiente, y en función del aire de refrigeración introducido.

Para considerar lo indicado en el párrafo anterior, se añade la cantidad de aire de refrigeración a los productos de combustión que ya se tienen calculados.

6.1.5. DETERMINACIÓN DE PROPIEDADES DE LOS PRODUCTOS DE LA COMBUSTIÓN

En este apartado se van a deducir las expresiones utilizadas para calcular las propiedades de los productos de la combustión, asumiendo el modelo planteado en el apartado 6.1.1.

Conociendo los moles de cada especie de los productos de combustión, según la expresión [6.14], se puede calcular:

- Fracción molar:

$$X_{iP} = \frac{N_{iP}}{\sum N_{iP}} \quad [6.17]$$

- Fracción másica:

$$Y_{iP} = \frac{N_{iP}PM_{iP}}{\sum N_{iP}PM_{iP}} = \frac{\frac{N_{iP}}{\sum N_{iP}} PM_{iP}}{\sum \frac{N_{iP}}{\sum N_{iP}} PM_{iP}} = \frac{X_{iP}PM_{iP}}{\sum X_{iP}PM_{iP}} = \frac{X_{iP}PM_{iP}}{PM_{mezcla}} \quad [6.18]$$

- Constante del gas:

$$R_g = \frac{R_0}{PM_{mezcla}} \quad [6.19]$$

- Calor específico a presión constante del gas:

Para obtener el calor específico a presión constante se ha utilizado un modelo de cálculo que aproxima el valor de esta propiedad con una función lineal con la temperatura.

En el caso estudiado, dado que el gas analizado está compuesto por varias especies:

$$c_{pg} = \sum Y_{iP}c_{pgi} \quad [6.20]$$

Para obtener los distintos calores específicos a presión constante de cada especie, se ha utilizado una aproximación del valor de esta propiedad a una función lineal de la temperatura de la forma $c_{pg} = a + bT$, de acuerdo con lo indicado en la *referencia*(4).



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

Tabla 3: Coeficientes para el cálculo del calor específico a presión constante

Especies	$c_p = a + bT \text{ (J} \cdot \text{mol}^{-1}\text{K}^{-1}\text{)}$	
	a	b
CO_2	44,3191	0,00730
H_2O	32,4766	0,00862
N_2	29,2313	0,00307
O_2	30,5041	0,00349

- Calor específico a volumen constante del gas:

$$c_{vg} = c_{pg} - R_g \quad [6.21]$$

- Coeficiente adiabático del gas:

$$\gamma_g = \frac{c_{pg}}{c_{vg}} \quad [6.22]$$

- Viscosidad dinámica:

La viscosidad dinámica, no se va a utilizar hasta la parte del proyecto dedicada a la transferencia de calor que comienza en el apartado 8, pero dado su relación con lo anterior, se va a introducir en esta sección.

La determinación de la viscosidad dinámica solamente se hace necesaria para los gases procedentes de la combustión en el tramo correspondiente a la caldera recuperadora de calor, por lo que se ha recurrido a los gráficos disponibles en la *referencia*(5), válidos para presiones próximas a la atmosférica.



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

De esta manera, se puede plantear un proceso similar al utilizado en la obtención del calor específico a presión constante de los gases procedentes de la combustión.

$$\mu_g = \sum Y_{iP} \mu_{g_i} \quad [6.23]$$

Los gráficos indicados proporcionan valores de la viscosidad dinámica de cada especie que compone los productos de la combustión en función de su temperatura. Sin embargo, para el fin que se propone en este estudio, el empleo directo de diagramas no es aconsejable ya que se pretende elaborar un programa de cálculo. Por tanto, a falta de otra fuente, se ha optado por tomar valores de viscosidades de cada especie a determinadas temperaturas para después realizar una interpolación mediante spline para cada una de las especies. De este modo, aplicando la expresión anterior, se obtiene directamente el valor de la viscosidad dinámica de los gases de combustión, conocida su temperatura y composición.

6.2. SIMULACIÓN DEL CICLO BRAYTON

6.2.1. DESCRIPCIÓN DEL MODELO DE CÁLCULO UTILIZADO

Para simular el proceso de expansión de la turbina de gas, se supone que éste se realiza en 12 etapas $[j]$ de igual relación de expansión (r_{stg}). De ellas, una parte estará refrigerada, y de la parte refrigerada, dos tercios de la misma se realizará mediante lazo cerrado de vapor procedente del ciclo de Rankine, y el tercio restante en lazo abierto mezclándose parte de aire procedente del compresor con los gases de combustión de acuerdo con el modelo propuesto en la *referencia* (3).

El número de etapas refrigeradas se calculará de forma que al término de la última etapa refrigerada, se tenga una temperatura de gases próxima a 1123 K, que es la temperatura máxima en los álabes de la turbina (T_b).

Cada etapa $[j]$, se subdivide en 5 subetapas $[i]$, cada una de ellas con igual diferencia de presiones entre su entrada y salida.

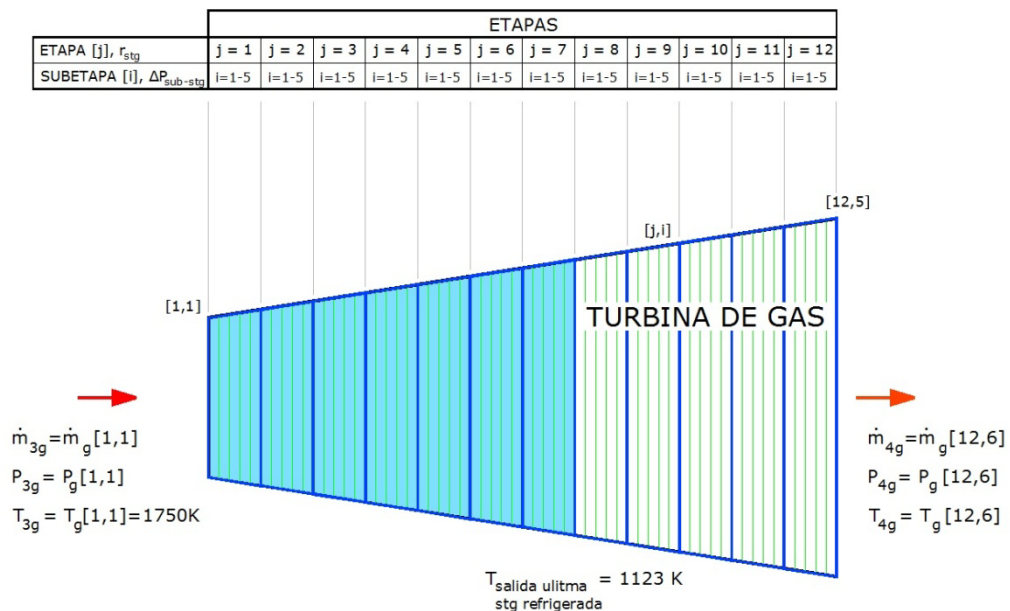


Figura 22: Esquema del modelo de Turbina de Gas

Para el cálculo de las temperaturas en cada subetapa correspondiente a una etapa refrigerada, de acuerdo con la *referencia* (3), se utilizará la siguiente expresión:

$$T_g[j, i + 1] = T_g[j, i] \frac{(1 - T_b Z_1[j, i]) \left(\frac{P_g[j, i + 1]}{P_g[j, i]} \right)^{(1 - T_b Z_1[j, i]) Z_2[j, i]}}{(1 - T_b Z_1[j, i]) + Z_1[j, i] T_g[j, i] \left[1 - \left(\frac{P_g[j, i + 1]}{P_g[j, i]} \right)^{(1 - T_b Z_1[j, i]) Z_2[j, i]} \right]}$$

$$Z_1[j, i] = \frac{c_{pg}[j, i] \cdot \kappa}{u^2}; \quad Z_2[j, i] = \eta_{\infty T} \frac{R_g[j]}{c_{pg}[j, i]}; \quad \kappa = 0,0033;$$

$$u \text{ (velocidad media del álabe)} = 275 \frac{m}{s};$$

[6.24]

En la expresión anterior, para la determinación de los valores del calor específico a presión constante $c_{pg}[j, i]$ y de la constante del gas $R_g[j]$, se ha tenido en cuenta tanto la temperatura de los gases como su composición, según lo indicado en el apartado 6.1.5.

Para calcular el trabajo desarrollado por unidad de masa en cada subetapa de la turbina de gas se utiliza la siguiente expresión:

$$\Delta w[j, i] = -\frac{u^2}{\kappa} \ln \frac{1 + Z_1[j, i](T_g[j, i + 1] - T_b)}{1 + Z_1[j, i](T_g[j, i] - T_b)} \quad [6.25]$$

Por otra parte, mediante un balance energético se obtiene el calor transferido por unidad de masa durante la expansión en una subetapa refrigerada:

$$\Delta q[j, i] = -[c_{pg}[j, i](T_g[j, i] - T_g[j, i + 1]) - \Delta w[j, i]] \quad [6.26]$$

Las expresiones para el trabajo desarrollado por unidad de masa y el calor transferido por unidad de masa en cada etapa, serían:

$$w[j] = \sum_{i=1}^5 \Delta w[j, i]; \quad q[j] = \sum_{i=1}^5 \Delta q[j, i]; \quad [6.27]$$

Conocidos estos valores, y a partir de la definición de la efectividad en transferencia de calor, se puede obtener el flujo másico de vapor o aire de refrigeración ($\dot{m}_c[j]$).

$$\varepsilon = \frac{q[j]\dot{m}_g[j]}{\dot{m}_c[j]c_{pc}[j](T_b - T_c[j])} \quad [6.28]$$

donde $T_c[j]$, es la temperatura de entrada del refrigerante, $c_{pc}[j]$, es el calor específico a presión constante del refrigerante y $\dot{m}_g[j]$, es el gasto de gas en la etapa correspondiente.

Para las etapas refrigeradas por aire, la efectividad ε se considera igual a la unidad, y como el proceso de mezcla aire-gases se supone próximo a la salida de la etapa refrigerada, la temperatura del aire $T_c[j]$, sería la correspondiente a un sangrado del compresor a la misma presión que la que se tiene a la salida de la etapa $[j]$ de la turbina de gas.

Para las etapas de refrigeración por vapor, la efectividad (ε), se calculará de acuerdo a la expresión [6.28] con el dato del flujo másico de vapor de refrigeración de una turbina de gas real. Con este valor y con el de la efectividad de un modelo real (ε_0), se obtiene un factor de corrección ($Eh = \varepsilon/\varepsilon_0$) para determinar la caída de presión que se produce en los conductos de refrigeración de la turbina de gas. Por otra parte, para el cálculo del flujo másico de vapor de refrigeración (\dot{m}_c), se parte del valor de efectividad del modelo real (ε_0).

En el caso de refrigeración con vapor, la temperatura de gases a la salida de la etapa $[j]$, $T_g[j, 6]$, sería la misma que la de entrada de la

siguiente etapa $T_g[j + 1,1]$, mientras que para la refrigeración por aire, se considera que la mezcla de gas y aire de refrigeración sucede próxima al borde de salida de los álabes, por lo que, en este caso, cada etapa se compone de 5 subetapas de expansión seguidas del proceso de mezcla gas-aire.

En la figura siguiente se muestra un esquema del modelo seguido para el proceso de refrigeración por aire de una etapa $[j]$:

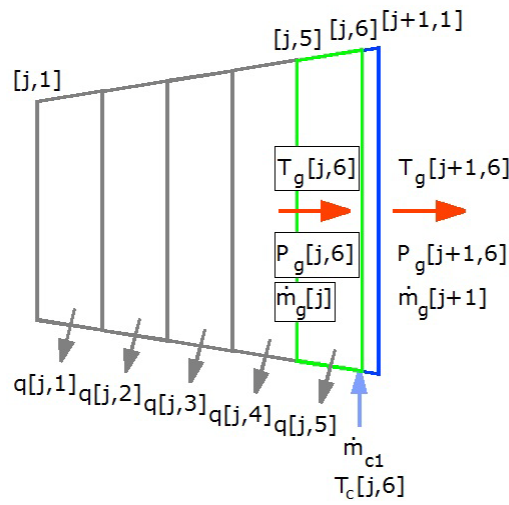


Figura 23: Esquema etapa refrigerada por aire

Por tanto, para tener en cuenta las pérdidas de presión derivadas de este proceso de mezcla, se ha considerado la siguiente expresión:

$$\frac{P_g[j, 6] - P_g[j + 1,1]}{P_g[j + 1,1]} = \xi \frac{\dot{m}_c[j]}{\dot{m}_g[j]} \quad [6.29]$$

con ξ igual a 0,9.

De este modo se puede obtener $P_g[j + 1,1]$, que será la presión después del proceso de mezcla, es decir la presión de entrada a la siguiente etapa $[j + 1]$.

Para obtener la temperatura tras el proceso de mezcla $T_g[j+1,1]$, se aplica un balance energético entre las secciones $[j,6]$ y $[j+1,1]$. De acuerdo con la Figura 23, se obtiene:

$$\begin{aligned} \dot{m}_g[j]c_{pg}[j,6]T_g[j,6] + \dot{m}_c[j]c_{pc}[j]T_c[j] - q[j]\dot{m}_g[j] = \\ = (\dot{m}_g[j] + \dot{m}_c[j])c_{pg}[j+1,1]T_g[j+1,1] \end{aligned} \quad [6.30]$$

donde $q[j]$ es el calor eliminado por unidad de masa en el proceso de refrigeración del gas en la etapa $[j]$, y que ahora ha de añadirse al refrigerante. Como, de acuerdo con la ecuación [6.26], el calor eliminado en el proceso es negativo, se utiliza el signo negativo en la expresión [6.30].

Por último, para las etapas no refrigeradas, κ es 0, y por tanto, la ecuación que define las temperaturas en cada subetapa es la siguiente:

$$T_g[j,i+1] = T_g[j,i] \left(\frac{P_g[j,i+1]}{P_g[j,i]} \right)^{Z_2[j,i]} \quad [6.31]$$

Y el trabajo desarrollado por unidad de masa en estas etapas:

$$\Delta w[j,i] = c_{pg}[j,i](T_g[j,i] - T_g[j,i+1]) \quad [6.32]$$

6.2.2. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO

A continuación se detallan los cálculos realizados para obtener las presiones, temperaturas, entalpías, entropías y flujos másicos en cada punto del ciclo.

6.2.2.1. Condiciones del aire en compresor-cámara de combustión:

En la figura siguiente se muestra un esquema del compresor, definido mediante su rendimiento politrópico y su relación de

compresión. Se ha indicado también la existencia de varios sangrados de aire para refrigeración de la turbina de gas:

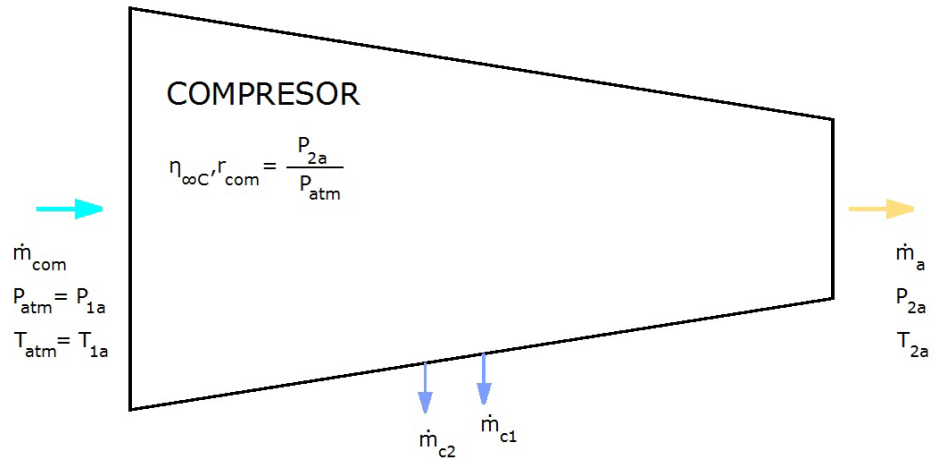


Figura 24: Esquema del modelo del Compresor

Con el rendimiento politrópico del compresor se determina el rendimiento isentrópico η_{sc} .

$$\eta_{sc} = \frac{r_{com}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{r_{com}^{\frac{\gamma-1}{\eta_{\infty c} \gamma}} - 1} \quad [6.33]$$

A partir de la presión ambiente y la relación de compresión se obtiene la presión a la salida del compresor, P_{OC} (o entrada a la cámara de combustión P_{2a}).

$$P_{OC} = P_{atm} \cdot r_{com} = P_{2a}$$

Por otra parte, se puede calcular la temperatura de salida del compresor (T_{2a}) a partir de la expresión del rendimiento isentrópico:

$$\eta_{sc} = \frac{r_{com}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_{2a}}{T_{atm}} - 1} \rightarrow T_{2a} \quad [6.34]$$

6.2.2.2. Determinación del dosado relativo y gasto de combustible en la cámara de combustión:

En la figura siguiente se muestra un esquema de la cámara de combustión:

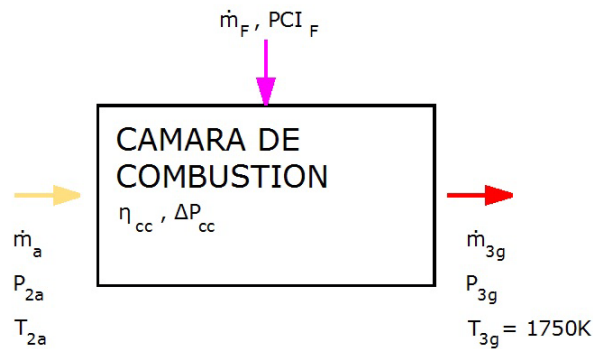


Figura 25: Esquema del modelo de Cámara de Combustión

Por una parte, si se supone conocido el dosado relativo, de acuerdo con el proceso descrito en el apartado 6.1.3, se puede calcular el gasto de combustible que satisface la expresión [6.15]:

$$\dot{m}_{F1} = \dot{N}_F \cdot PM_F$$

Por otra parte se tiene definida la temperatura de entrada a la turbina de gas (T_{3g}) de acuerdo con el punto 7 de la Tabla 2 y calculada la temperatura de salida del aire del compresor (T_{2a}), por lo que a partir del balance energético en la cámara de combustión y teniendo en cuenta el rendimiento de la cámara de combustión, se obtiene la siguiente expresión:

$$\dot{m}_a h_{2a} + \dot{m}_F \cdot \text{PCI}_{\text{CH}_4} \cdot \eta_{cc} = \dot{m}_a h_{3g} + \dot{m}_F h_{3g} \rightarrow$$

$$\dot{m}_{F2} = \frac{\dot{m}_a (h_{3g} - h_{2a})}{\text{PCI}_{\text{CH}_4} \cdot \eta_{cc} - h_{3g}} \quad [6.35]$$

Por lo tanto, se plantea un proceso iterativo para calcular tanto el dosado relativo como el gasto de combustible \dot{m}_F .



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

Dado que las turbinas de gas operan con mezclas pobres, se parte de un valor de dosado relativo inicial igual a “1”, y se calcula la composición de los productos de la combustión y la constante del gas de acuerdo con lo indicado en el apartado 6.1.5. Con estos valores y la temperatura de entrada a la turbina, se calcula su calor específico a presión constante y su entalpía específica (h_{3g}) utilizando la siguiente expresión:

$$h_g(T_g) - h_g(T_0) = \int_{T_0}^{T_g} c_{pg}(T) dT \quad [6.36]$$

donde T_0 es una temperatura de referencia para el cálculo de entalpías.

De forma análoga, conocida la temperatura del aire a la salida del compresor, se calcula su entalpía específica (h_{2a}).

Introduciendo los valores de h_{3g} y h_{2a} en la expresión [6.35], se obtiene el valor del gasto de combustible \dot{m}_{F2} .

Por otra parte, se calcula mediante el procedimiento descrito en el apartado 6.1.3, y la expresión [6.15] descrita en dicho apartado, el gasto de combustible \dot{m}_{F1} correspondiente al dosado relativo supuesto.

Si ambos valores \dot{m}_{F1} y \dot{m}_{F2} son diferentes, se propone un nuevo valor para el dosado relativo menor que el anterior hasta que converja el sistema.

Una vez resuelto, se tiene calculado tanto el dosado relativo φ , como el gasto de combustible \dot{m}_{F1} .

6.2.2.3. Cálculos previos para la determinación de las condiciones del gas en la turbina:

Teniendo en cuenta los datos de partida indicados en la Tabla 1, primero se calculan las presiones a la entrada y salida de la turbina, para posteriormente poder establecer las presiones que se tienen en cada etapa y subetapa.

A partir de la presión de entrada a la cámara de combustión y conociendo las pérdidas de presión que se producen en ella (ver Figura 25), se obtiene la presión a la entrada de la turbina (P_{3g}) mediante la expresión [6.11]:

$$P_{3g} = P_{2a} \cdot (1 - \Delta P_{CC})$$

Por otra parte, teniendo en cuenta la caída de presión producida en la caldera recuperadora de calor “HRSG”,

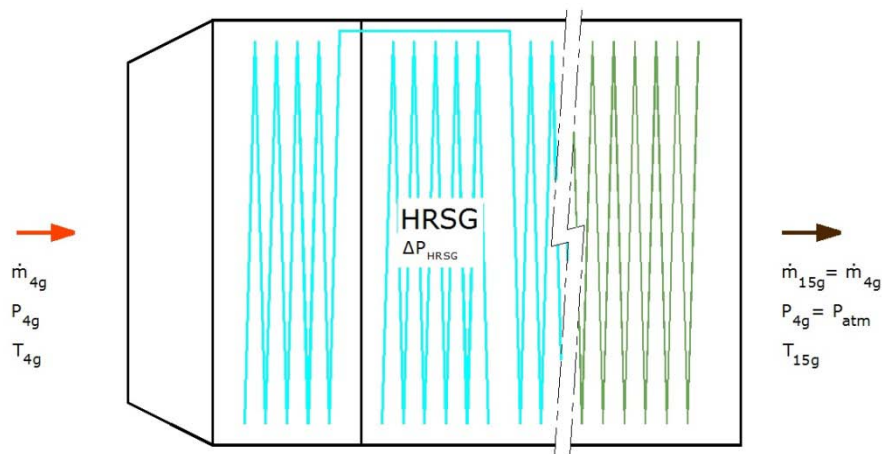


Figura 26: Caída de presión en el HRSG

y la presión a su salida ($P_{15g} = P_{atm}$), se puede calcular la presión necesaria a la entrada de la misma, o lo que es lo mismo, a la salida de la turbina de gas (P_{4g}), mediante la expresión [6.10]:

$$P_{4g} = \frac{P_{15g}}{(1 - \Delta P_{HRSG})}$$



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

6.2.2.4. Número de etapas refrigeradas por vapor y por aire.
Presiones, temperaturas, trabajo desarrollado y calor eliminado
en las etapas refrigeradas por vapor.

En primer lugar se calculan las presiones al comienzo de cada etapa
de la siguiente forma:

A partir de las presiones de entrada (P_{3g}) y salida (P_{4g}) de la turbina
de gas se calcula la relación de expansión total en la turbina de gas:

$$r_{GT} = \frac{P_{3g}}{P_{4g}} \quad [6.37]$$

y teniendo en cuenta que ésta se compone de 12 etapas de igual
relación de expansión (r_{stg}), se puede calcular ésta:

$$r_{stg} = r_{GT}^{\frac{1}{12}} \quad [6.38]$$

Con la relación de expansión de las etapas, a partir de la presión de
entrada a la turbina, se pueden calcular las presiones de entrada a
cada etapa:

$$P_g[j+1,1] = \frac{P_g[j,1]}{r_{stg}} \quad [6.39]$$

Por último, teniendo en cuenta que cada etapa se compone de 5
subetapas de igual diferencia de presiones, conociendo las
presiones de entrada y salida de cada etapa, se obtiene
directamente la presión de entrada a cada subetapa².

² Las presiones de entrada a las etapas refrigeradas por aire serán diferentes debido a la caída de presión producida por el proceso de mezcla, por lo que más adelante se calcularán las definitivas.

A partir de las presiones en cada subetapa, la temperatura de combustión (igual a la de entrada al primer escalón de la turbina de gas), considerando que el combustible es metano, que la combustión se realiza con el dosado relativo calculado en el apartado 6.2.2.2 y haciendo uso de la expresión [6.24], que se recuerda a continuación:

$$T_g[j, i + 1] = \frac{(1 - T_b Z_1[j, i]) \left(\frac{P_g[j, i + 1]}{P_g[j, i]} \right)^{(1 - T_b Z_1[j, i]) Z_2[j, i]}}{(1 - T_b Z_1[j, i]) + Z_1[j, i] T_g[j, i] \left[1 - \left(\frac{P_g[j, i + 1]}{P_g[j, i]} \right)^{(1 - T_b Z_1[j, i]) Z_2[j, i]} \right]}$$

se obtiene:

- ✓ El número total de etapas refrigeradas (para cumplir la condición de que al final de las mismas, se tenga una temperatura de gases próxima a 1123K).
- ✓ El número de etapas refrigeradas con vapor.
- ✓ El número de etapas refrigeradas con aire.
- ✓ Temperaturas y presiones en cada subetapa refrigerada por vapor y la primera subetapa refrigerada por aire (salvo la de salida de la misma, debido a que el proceso de mezcla se supone próximo al borde de salida del álabe).
- ✓ Una estimación de las temperaturas y presiones en las siguientes subetapas refrigeradas por aire. Posteriormente, tras el recálculo de las presiones y temperaturas al comienzo de cada etapa, se obtendrán las definitivas.

A continuación, con las expresiones [6.25], [6.26] y [6.27], se calcula el trabajo desarrollado por unidad de masa y el calor evacuado por unidad de masa en cada subetapa y etapa de las cuales se dispone de las temperaturas definitivas:

$$\Delta w[j, i] = -\frac{u^2}{\kappa} \ln \frac{1 + Z_1[j, i](T_g[j, i+1] - T_b)}{1 + Z_1[j, i](T_g[j, i] - T_b)}$$

$$\Delta q[j, i] = -[c_{pg}[j, i](T_g[j, i] - T_g[j, i+1]) - \Delta w[j, i]]$$

$$w[j] = \sum_{i=1}^5 \Delta w[j, i]; \quad q[j] = \sum_{i=1}^5 \Delta q[j, i];$$

6.2.2.5. Final de la primera etapa refrigerada por aire (o comienzo de la siguiente etapa):

Primero, se calcula el flujo másico de gases de combustión \dot{m}_g , correspondiente al gasto de aire \dot{m}_a de acuerdo a lo indicado en el apartado 6.1.4, y teniendo en cuenta el dosado relativo calculado anteriormente. Este gasto es el que circula por la etapa actual.

Seguidamente se procede a calcular la presión y temperatura a la salida de la primera etapa refrigerada por aire (que será la de entrada a la segunda refrigerada por aire $[j+1, i]$) como se indica a continuación:

- Conocida la presión de salida de la subetapa $[j, 6]$, adaptando la expresión [6.34] al caso concreto, se calcula la temperatura correspondiente al sangrado del compresor a esta presión $T_c[j]$.

$$\eta_{sc} = \frac{r_{com} \frac{P_g[j, 6]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{P_{atm}} - 1}{\frac{T_c[j]}{T_{atm}} - 1} \rightarrow T_c[j]$$

- Por otra parte, con la expresión [6.28], con el calor por unidad de masa a extraer en esta etapa (primera refrigerada por aire) ya calculado, y teniendo en cuenta que para este tipo de refrigeración la efectividad tiene valor unidad, se puede

calcular el gasto de aire para la refrigeración de esta etapa $\dot{m}_c[j]$.

$$\varepsilon = \frac{q[j]\dot{m}_g[j]}{\dot{m}_c[j]c_{pc}[j](T_b - T_c[j])} \rightarrow \dot{m}_c[j]$$

- Con, $P_g[j, 6]$, $\dot{m}_c[j]$, $\dot{m}_g[j]$ calculados, con ξ igual a 0,9, y la expresión [6.29], se puede calcular la presión tras el proceso de mezcla, que se corresponde con la de entrada a la siguiente etapa $P_g[j + 1, 1]$:

$$\frac{P_g[j, 6] - P_g[j + 1, 1]}{P_g[j + 1, 1]} = \xi \frac{\dot{m}_c[j]}{\dot{m}_g[j]} \rightarrow P_g[j + 1, 1]$$

- Mediante el balance energético [6.30], de acuerdo con el esquema de la Figura 23, se obtiene la temperatura en este mismo punto $T_g[j + 1, 1]$, que será temperatura definitiva.

$$\begin{aligned} \dot{m}_g[j]c_{pg}[j, 6]T_g[j, 6] + \dot{m}_c[j]c_{pc}[j]T_c[j] - q[j]\dot{m}_g[j] = \\ = (\dot{m}_g[j] + \dot{m}_c[j])c_{pg}[j + 1, 1]T_g[j + 1, 1] \rightarrow T_g[j + 1, 1] \end{aligned}$$

Por otra parte, dado que se ha obtenido el valor definitivo de la presión de entrada a la siguiente etapa $P_g[j + 1, 1]$, se calculan a continuación los nuevos incrementos de presión que se tienen en cada subetapa, y que de acuerdo al modelo descrito en el apartado 6.2.1, se suponen todos ellos iguales, para así poder realizar el cálculo de temperaturas, trabajo desarrollado por unidad de masa y calor eliminado por unidad de masa en la siguiente etapa.

Asimismo, dado que se añade aire (\dot{m}_c) a los gases de combustión que circulan por la turbina, se calcula el nuevo gasto de gas que

circulará en la siguiente etapa, su nueva composición, y su nueva constante R_g , tal como se indicaba en los apartados 6.1.4 y 6.1.5.

6.2.2.6. Resto de etapas refrigeradas por aire:

Para el resto de etapas refrigeradas por aire, con las presiones a la entrada de cada subetapa ya definidas del punto anterior, se puede calcular las temperaturas correspondientes utilizando la expresión [6.24].

A continuación, se calcula el trabajo desarrollado por unidad de masa y el calor eliminado por unidad de masa en cada etapa mediante las expresiones [6.25], [6.26] y [6.27] de igual forma que en el apartado 6.2.2.4

Por último, se procede, como en el apartado 6.2.2.5, a realizar los cálculos relacionados con el proceso de mezcla con el aire de refrigeración.

6.2.2.7. Etapas no refrigeradas:

En este punto, se conocen las presiones y temperaturas definitivas de los gases en todas las etapas refrigeradas, así como las presiones en cada subetapa de las etapas no refrigeradas.

Por tanto, haciendo uso de la expresión [6.31], se pueden calcular las temperaturas en las etapas no refrigeradas.

$$T_g[j, i + 1] = T_g[j, i] \left(\frac{P_g[j, i + 1]}{P_g[j, i]} \right)^{Z_2[j, i]}$$

Por otra parte, mediante la expresión [6.32], se calcula el trabajo desarrollado por unidad de masa en estas etapas.

$$\Delta w[j, i] = c_{pg}[j, i] (T_g[j, i] - T_g[j, i + 1])$$

En la figura siguiente se muestran los resultados obtenidos para el modelo de turbina de gas propuesto, indicándose el número de etapas refrigeradas, tanto por vapor como por aire, así como las temperaturas de entrada y salida de la turbina de gas:

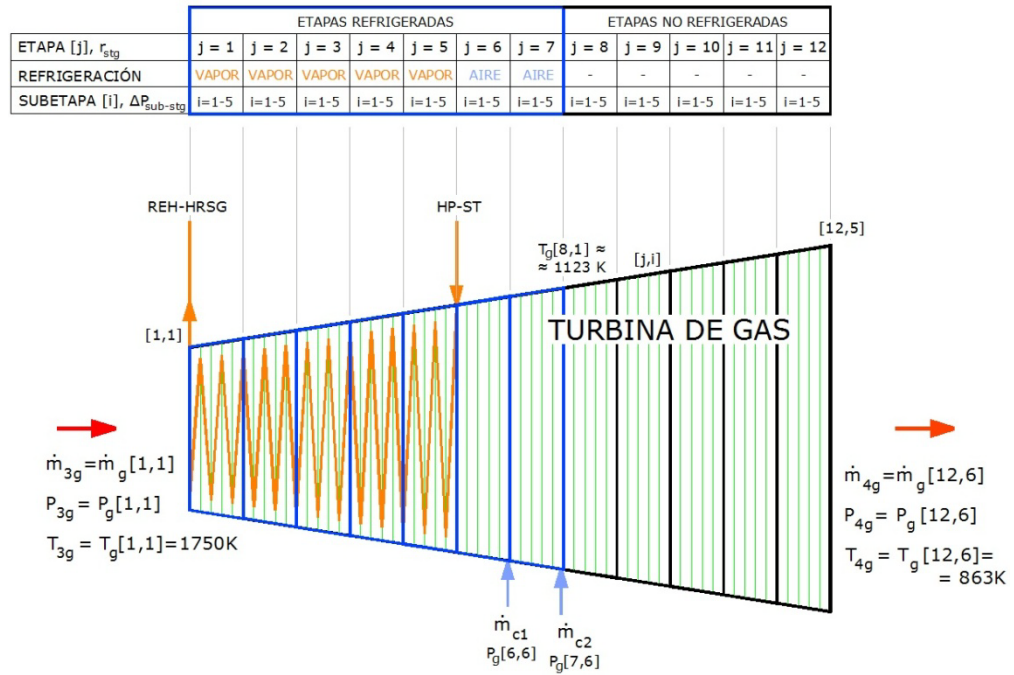


Figura 27: Etapas refrigeradas Turbina de Gas

6.2.2.8. Cálculos complementarios

Calculadas las presiones $P_g[j, i]$ y temperaturas $T_g[j, i]$ definitivas en cada subetapa, los gastos de gas $\dot{m}_g[j]$, y el trabajo desarrollado por unidad de masa $w[j]$, se pueden obtener:

- ✓ La potencia total desarrollada por la turbina:

$$\dot{W}_{GTt} = \sum \dot{m}_g[j] \cdot w[j] \quad [6.40]$$

Por otra parte, teniendo en cuenta el consumo auxiliar de la turbina de gas:

$$\dot{W}_{GT} = \dot{W}_{GTt}(1 - \dot{W}_{GTAux}) \quad [6.41]$$

y teniendo en cuenta el rendimiento mecánico

$$\dot{W}_{GTeje} = \dot{W}_{GT} \cdot \eta_{mec} \quad [6.42]$$

✓ La potencia consumida por el compresor:

Conocidas las presiones y temperaturas de los distintos sangrados que se realizan para refrigerar la turbina de gas, se pueden calcular las entalpías correspondientes en cada punto.

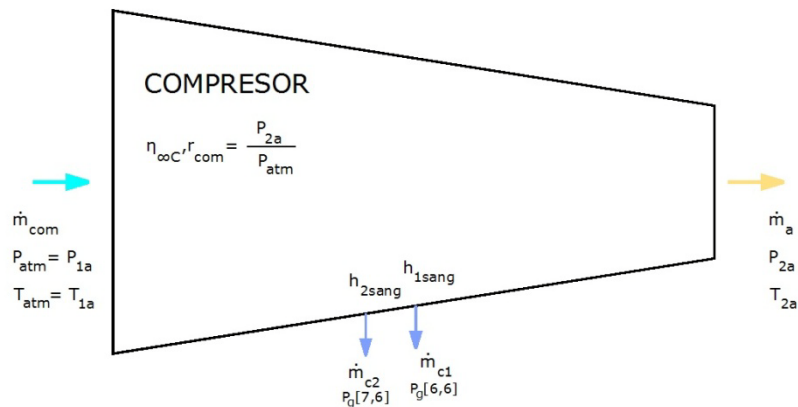


Figura 28: Potencia consumida por el Compresor

Por tanto, conociendo los gastos másicos en cada punto del compresor, se puede calcular la potencia consumida por el mismo.

$$\begin{aligned} \dot{W}_C = & (\dot{m}_a + \dot{m}_{c1} + \dots + \dot{m}_{cn}) \cdot (h_{nsang} - h_{1a}) + \\ & + (\dot{m}_a + \dot{m}_{c1} + \dots + \dot{m}_{c(n-1)}) \cdot (h_{(n-1)sang} - \\ & h_{nsang} + \dots \end{aligned}$$

y teniendo en cuenta el rendimiento mecánico, la potencia en el eje, será:

$$\dot{W}_{Ceje} = \frac{\dot{W}_C}{\eta_{mec}} \quad [6.43]$$



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

- ✓ La potencia neta desarrollada por el grupo en el ciclo de gas, adaptando a términos de potencia la expresión [3.1]:

$$\dot{W}_{NetGas} = \dot{W}_{GT} - \dot{W}_C \quad [6.44]$$

y teniendo en cuenta el rendimiento mecánico, la potencia neta desarrollada en el eje por el ciclo de gas, sería:

$$\dot{W}_{NetGaseje} = \dot{W}_{GTeje} - \dot{W}_{Ceje} \quad [6.45]$$

6.3. SIMULACIÓN DEL CICLO RANKINE

En este apartado se describe el proceso de cálculo seguido para la simulación del Ciclo Rankine. A continuación se recuerda, para mayor claridad, el esquema del Ciclo 107 H completo:

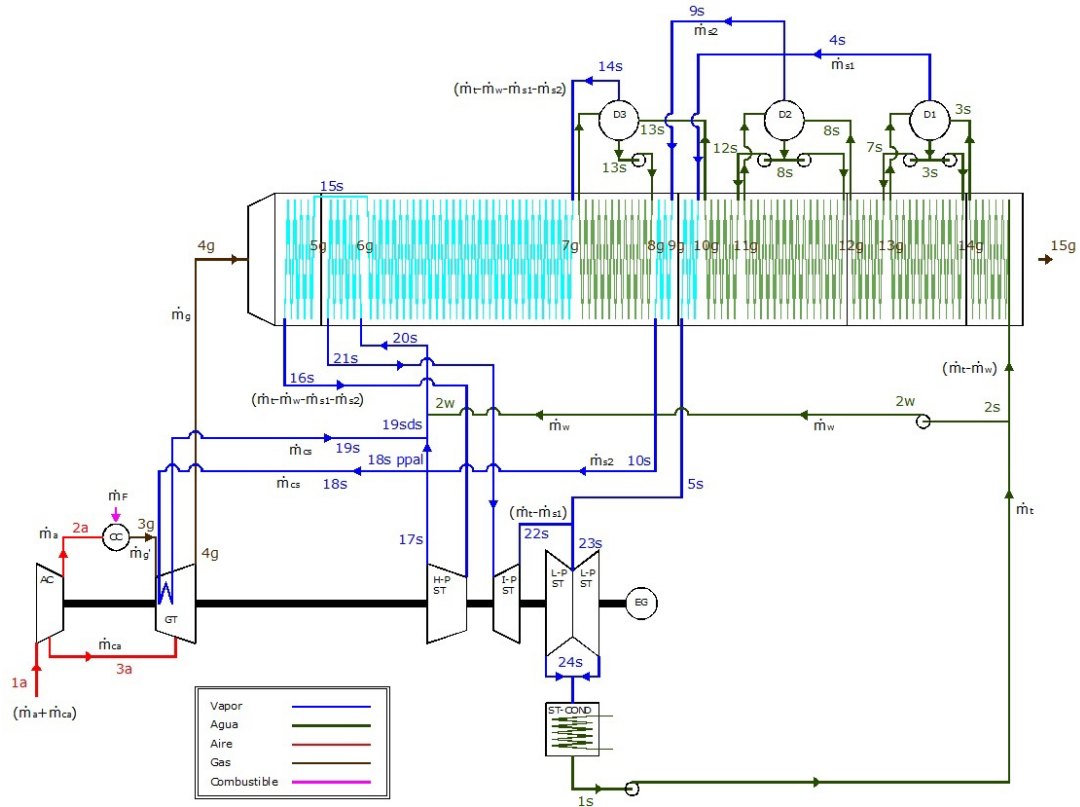


Figura 29: Ciclo Regular 107H

6.3.1. DESCRIPCIÓN DEL MODELO DE CÁLCULO UTILIZADO

Se definen las diferencias de temperaturas correspondientes a la Aproximación del *superheater* y a los Pinch Points en el HRSG:

Aproximación *superheater*:

$$\delta T_{sup} = T_{4g} - T_{16s} \quad [6.46]$$



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

Pinch Points:

$$\begin{aligned}\delta T_{pp1} &= T_{5g} - T_{21s} \\ \delta T_{pp2} &= T_{10g} - T_{13s} \\ \delta T_{pp3} &= T_{12g} - T_{8s} \\ \delta T_{pp4} &= T_{14g} - T_{3s}\end{aligned}\quad [6.47]$$

Por otra parte, se puede dividir el HRSG en cinco secciones. Aplicando balances energéticos a dichas secciones y considerando que el flujo másico máximo de condensado viene representado por \dot{m}_t , se pueden escribir las siguientes expresiones:

➤ Sección 1:

Superheater:

$$\dot{m}_g(h_{4g} - h_{5g}) = (\dot{m}_t - \dot{m}_w - \dot{m}_{s1} - \dot{m}_{s2})(h_{16s} - h_{15s}) \quad [6.48]$$

➤ Sección 2:

Recalentador:

$$\dot{m}_g(h_{5g} - h_{6g}) = (\dot{m}_t - \dot{m}_{s1})(h_{21s} - h_{20s}) \quad [6.49]$$

Sobrecalentador de alta presión:

$$\dot{m}_g(h_{6g} - h_{7g}) = (\dot{m}_t - \dot{m}_w - \dot{m}_{s1} - \dot{m}_{s2})(h_{15s} - h_{14s}) \quad [6.50]$$

Evaporador de alta presión:

$$\dot{m}_g(h_{7g} - h_{8g}) = (\dot{m}_t - \dot{m}_w - \dot{m}_{s1} - \dot{m}_{s2})(h_{14s} - h_{13s}) \quad [6.51]$$

Sobrecalentador de media presión:

$$\dot{m}_g(h_{8g} - h_{9g}) = \dot{m}_{s2}(h_{10s} - h_{9s}) \quad [6.52]$$

Sobrecalentador de baja presión:

$$\dot{m}_g(h_{9g} - h_{10g}) = \dot{m}_{s1}(h_{5s} - h_{4s}) \quad [6.53]$$

➤ Sección 3:

Economizador de alta presión:

$$\dot{m}_g(h_{10g} - h_{11g}) = (\dot{m}_t - \dot{m}_w - \dot{m}_{s1} - \dot{m}_{s2})(h_{13s} - h_{12s}) \quad [6.54]$$

Evaporador de media presión:

$$\dot{m}_g(h_{11g} - h_{12g}) = \dot{m}_{s2}(h_{9s} - h_{8s}) \quad [6.55]$$

➤ Sección 4:

Economizador de media presión:

$$\dot{m}_g(h_{12g} - h_{13g}) = (\dot{m}_t - \dot{m}_w - \dot{m}_{s1})(h_{8s} - h_{7s}) \quad [6.56]$$

Evaporador de baja presión:

$$\dot{m}_g(h_{13g} - h_{14g}) = \dot{m}_{s1}(h_{4s} - h_{3s}) \quad [6.57]$$

➤ Sección 5:

Economizador de baja presión:

$$\dot{m}_g(h_{14g} - h_{15g}) = (\dot{m}_t - \dot{m}_w)(h_{3s} - h_{2s}) \quad [6.58]$$

donde \dot{m}_g es el gasto de gases de escape de turbina, \dot{m}_{s1} el gasto de vapor procedente del calderín 1 (o de baja presión), \dot{m}_{s2} el gasto de vapor procedente del calderín 2 (media presión), \dot{m}_w el gasto de agua, h_{mg} la entalpía específica de los gases en el punto “m” y h_{ns} la entalpía específica del vapor en el punto “n”.

6.3.2. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO

A continuación se describe el procedimiento de cálculo seguido, partiendo de los datos de partida indicados en la Tabla 1 y los parámetros de diseño indicados en la Tabla 2 que se indican en la figura siguiente:

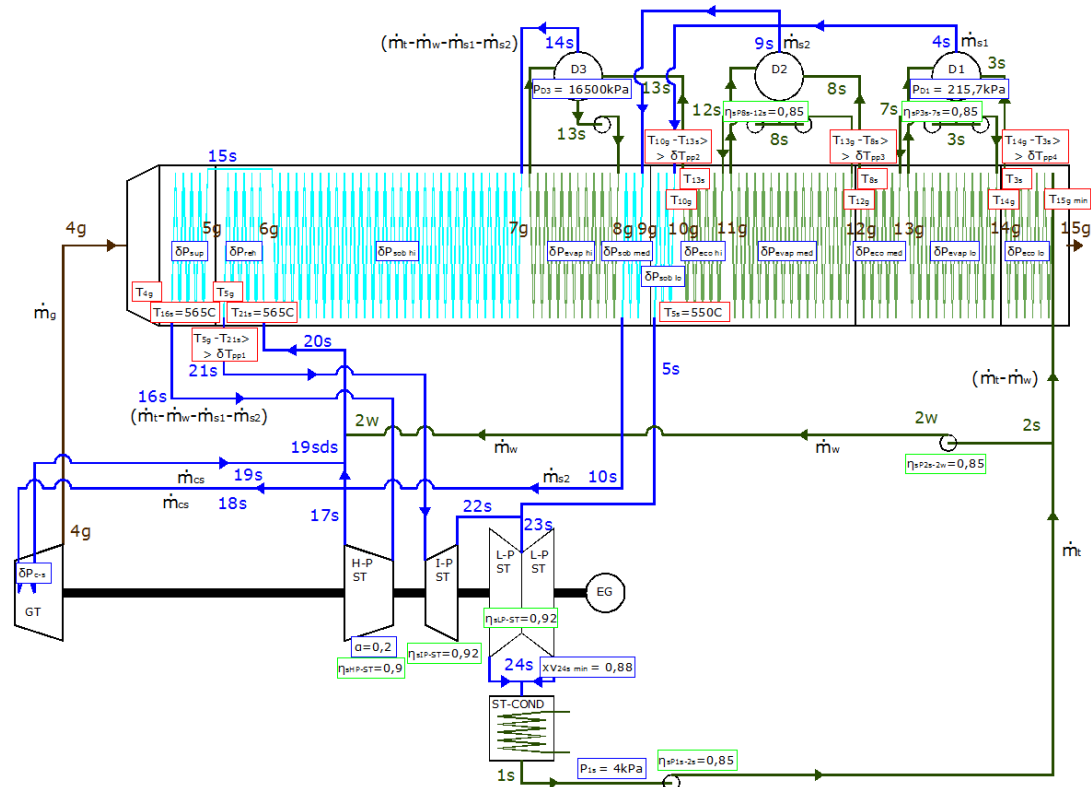


Figura 30: Ciclo Rankine. Datos de partida

Con la expresión [6.46], se comprueba que se cumple la condición para la diferencia mínima de temperaturas para el *superheater* según el punto 10 de la Tabla 2.

$$\delta T_{sup} = T_{4g} - T_{16s} \geq 25$$

Fijando los Pinch points al mínimo posible según el punto 18 de la Tabla 1 (8 °C), y utilizando la expresión [6.47] se obtiene la temperatura de los gases en el siguiente punto:

$$\delta T_{pp1} = T_{5g} - T_{21s} \rightarrow T_{5g}$$



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

A continuación se calculan las propiedades del vapor siguiendo los pasos que se indican a continuación:

Calderín 1 (baja presión):

Fijada la presión de evaporación en el calderín 1 de acuerdo con lo especificado en la Tabla 2, se conoce la temperatura de evaporación y por tanto la entropía y entalpía en los puntos 3s y 4s, correspondientes al líquido saturado y vapor saturado respectivamente.

$$\rightarrow P_{3s}, T_{3s}, s_{3s}, h_{3s}$$

$$\rightarrow P_{4s}, T_{4s}, s_{4s}, h_{4s}$$

Por otra parte, conociendo la presión en 4s y fijada la caída de presión en el sobrecalentador de baja presión, mediante la expresión [6.4] se obtiene la presión en 5s:

$$P_{5s} = P_{4s}(1 - \delta P_{sob\ lo}) \rightarrow P_{5s}$$

y dado que en la Tabla 2, se fija la temperatura en 5s, se conoce la entropía y entalpía en dicho punto.

$$\rightarrow P_{5s}, T_{5s}, s_{5s}, h_{5s}$$

A continuación, dado que se conoce la presión en 3s, y la caída de presión en el economizador, mediante la expresión [6.1], se puede calcular la presión en 2s:

$$P_{3s} = P_{2s}(1 - \delta P_{eco\ lo}) \rightarrow P_{2s}$$

Condensador:

Del análisis del condensador, conocida la presión de trabajo P_{1s} de acuerdo con lo indicado en la Tabla 1, y con la condición de líquido saturado, se tiene directamente la temperatura, entropía y entalpía del punto 1s.

$$\rightarrow P_{1s}, T_{1s}, s_{1s}, h_{1s}$$

A continuación se necesita calcular las propiedades en la descarga de la bomba 1s-2s, y dado que este proceso de cálculo se va a repetir para el resto de bombas que intervienen en el ciclo Rankine, se van a definir a continuación las ecuaciones utilizadas y el procedimiento seguido de una forma genérica.

- Procedimiento utilizado para obtener las propiedades del fluido de trabajo en la descarga de una bomba:

Si se representa la aspiración de la bomba por la denominación “(i)s” y la descarga de la misma por “(i+1)s”, el procedimiento sería el siguiente:

En todos los casos, se conoce el rendimiento isentrópico de la bomba (η_{SP} definido en la Tabla 1), la entropía y la entalpía en la aspiración de la misma ($s_{(i)s}$, $h_{(i)s}$) y la presión en la descarga de la bomba ($P_{(i+1)s}$).

Primeramente, se supone que el proceso de elevación de presión en la bomba es isentrópico, por lo que:

$$s_{(i+1)s \text{ isentr}} = s_{(i)s} \quad [6.59]$$

Con la presión en la descarga de la bomba y su entropía, supuesto el proceso isentrópico ($s_{(i+1)s \text{ isentr}}$), se puede calcular la entalpía correspondiente ($h_{(i+1)s \text{ isentr}}$).

Por otra parte, a través de la expresión del rendimiento isentrópico de una bomba, se puede obtener la entalpía en la descarga de la bomba, considerando que el proceso no es isentrópico ($h_{(i+1)s}$):

$$\begin{aligned} \eta_{SP} &= \frac{\dot{W}_{isent}}{\dot{W}_{real}} = \frac{(h_{(i+1)s \text{ isentr}} - h_{(i)s})}{(h_{(i+1)s} - h_{(i)s})} \rightarrow h_{(i+1)s} \\ &= \frac{(h_{(i+1)s \text{ isentr}} - h_{(i)s})}{\eta_{SP}} + h_{(i)s} \\ h_{(i+1)s} &= \frac{(h_{(i+1)s \text{ isentr}} - h_{(i)s})}{\eta_{SP}} + h_{(i)s} \end{aligned} \quad [6.60]$$



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

Por último, conocidas la entalpía real del punto “(i+1)s” y su presión, se tienen determinados la temperatura y la entropía de dicho punto.

Por tanto, para el caso particular de la bomba 1s-2s, a partir de su rendimiento isentrópico, la entropía y entalpía en la aspiración de la misma (1s) y la presión en su descarga (2s), y siguiendo el procedimiento descrito anteriormente, se calcula la entalpía, temperatura y entropía del punto 2s.

$$\rightarrow P_{2s}, T_{2s}, s_{2s}, h_{2s}$$

Calderín 3 (de alta presión):

A continuación se hace un análisis a partir del calderín 3 similar al que se realizó anteriormente con el calderín de baja presión.

Fijada la presión de evaporación en el calderín 3 de acuerdo con lo especificado en la Tabla 2, se conoce la temperatura de evaporación y por tanto la entropía y entalpía en los puntos 13s y 14s, correspondientes al líquido saturado y vapor saturado respectivamente.

$$\rightarrow P_{13s}, T_{13s}, s_{13s}, h_{13s}$$

$$\rightarrow P_{14s}, T_{14s}, s_{14s}, h_{14s}$$

A continuación, dado que se conoce la presión en 13s, y la caída de presión en el economizador, mediante la expresión [6.3], se calcula la presión en 12s:

$$P_{13s} = P_{12s}(1 - \delta P_{eco\ hi}) \rightarrow P_{12s}$$

Por otra parte, conociendo la presión en 14s y fijada la caída de presión en el sobrecalentador de alta presión, mediante la expresión [6.6] se obtiene la presión en 15s:

$$P_{15s} = P_{14s}(1 - \delta P_{sob\ hi}) \rightarrow P_{15s}$$



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

De forma similar, mediante la expresión [6.8], se obtiene la presión en 16s (entrada a la turbina de alta presión):

$$P_{16s} = P_{15s}(1 - \delta P_{sup}) \rightarrow P_{16s}$$

y dado que se tiene fijada la temperatura de entrada a turbina (16s) según los parámetros de la Tabla 2, se conocen también la entropía y entalpía de dicho punto.

$$\rightarrow P_{16s}, T_{16s}, s_{16s}, h_{16s}$$

Por otra parte, a partir del parámetro α (inverso de la relación de expansión en la turbina de alta presión) definido en la Tabla 2, se obtiene la presión de salida de la turbina de alta (17s):

$$\alpha = \frac{P_{17s}}{P_{16s}} = 0,2 \rightarrow P_{17s}$$

Siguiendo con el cálculo a partir de la condición 9 de la Tabla 2, en la que se define la temperatura del vapor sobrecalentado de baja presión (10s):

$$T_{10s} = T_{14s}$$

Por otra parte, de acuerdo con el diagrama de proceso (Figura 29), la presión del vapor sobrecalentado de media presión (10s) ha de ser igual a la presión de salida de la turbina de alta presión (17s)

$$P_{10s} = P_{17s}$$

Conocidas la presión y temperatura en 10s, se tiene la entropía y entalpía en dicho punto.

$$\rightarrow P_{10s}, T_{10s}, s_{10s}, h_{10s}$$

A partir de la presión en 10s, y de la caída de presión en el sobrecalentador de media presión, con la expresión [6.5] se obtiene la presión de evaporación en el Calderín 2 (de media presión):

$$P_{10s} = P_{9s}(1 - \delta P_{sob med}) \rightarrow P_{9s}(vap. sat) = P_{8s}(liq. sat)$$

por tanto, conocida la presión de evaporación en el calderín de media presión, se conoce la temperatura de evaporación, entropía y entalpía de los puntos 8s y 9s correspondientes al líquido saturado y vapor saturado respectivamente.

$$\rightarrow P_{8s}, T_{8s}, s_{8s}, h_{8s}$$

$$\rightarrow P_{9s}, T_{9s}, s_{9s}, h_{9s}$$

Conocida la presión en 8s, y la caída de presión en economizadores, a partir de la expresión[6.2], se puede obtener la presión en el punto 7s:

$$P_{8s} = P_{7s}(1 - \delta P_{eco\ med}) \rightarrow P_{7s}$$

Para calcular la temperatura, entropía y entalpía del punto 7s, se ha de analizar el paso del fluido a través de la bomba 3s-7s.

Por tanto, siguiendo exactamente el mismo proceso de cálculo que el explicado en la página 90 para el cálculo de las propiedades del fluido en la descarga de una bomba, a partir del rendimiento isentrópico de la bomba 3s-7s, la entropía y entalpía en la aspiración de la misma (3s) y la presión en la descarga (7s), se calcula la entalpía, temperatura y entropía del punto 7s.

$$\rightarrow P_{7s}, T_{7s}, s_{7s}, h_{7s}$$

A continuación se repite el mismo procedimiento para calcular las propiedades en la descarga de la bomba 8s-12s.

Conocido el rendimiento isentrópico de la bomba 8s-12s, la entropía y entalpía en la aspiración de la misma (8s) y la presión en la descarga (12s), se calcula la entalpía, temperatura y entropía del punto 12s.

$$\rightarrow P_{12s}, T_{12s}, s_{12s}, h_{12s}$$

De forma análoga a como se han calculado las propiedades del fluido en la descarga de una bomba, a continuación se expone el procedimiento de cálculo utilizado para el cálculo de las propiedades del vapor en la

descarga de una turbina de forma genérica, ya que este mismo procedimiento se va a utilizar en varias ocasiones.

- Procedimiento utilizado para obtener las propiedades del fluido de trabajo en la descarga de una turbina:

Representando la admisión de la turbina con la denominación “(i)s” y la descarga de la misma por el punto “(i+1)s”, el procedimiento sería el siguiente:

En todos los casos, se conoce el rendimiento isentrópico de la turbina (η_{s-ST} definido en la Tabla 1), la entropía y la entalpía en la admisión de la misma ($s_{(i)s}$, $h_{(i)s}$) y la presión en la descarga de la turbina ($P_{(i+1)s}$).

Primeramente, se supone que el proceso de expansión en la turbina es isentrópico, por lo que:

$$s_{(i+1)s \text{ isentr}} = s_{(i)s} \quad [6.61]$$

Con la presión en la descarga de la turbina y su entropía, supuesto el proceso isentrópico, ($s_{(i+1)s \text{ isentr}}$), se puede calcular la entalpía correspondiente ($h_{(i+1)s \text{ isentr}}$).

Por otra parte, a través de la expresión del rendimiento isentrópico de una turbina, se puede obtener la entalpía en la descarga de la turbina, considerando que el proceso no es isentrópico ($h_{(i+1)s}$):

$$\begin{aligned} \eta_{s-ST} &= \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{isent}} = \frac{(h_{(i)s} - h_{(i+1)s})}{(h_{(i)s} - h_{(i+1)s \text{ isentr}})} \rightarrow h_{(i+1)s} \\ &= h_{(i)s} - \eta_{s-ST}(h_{(i)s} - h_{(i+1)s \text{ isentr}}) \\ h_{(i+1)s} &= h_{(i)s} - \eta_{s-ST}(h_{(i)s} - h_{(i+1)s \text{ isentr}}) \end{aligned} \quad [6.62]$$

Por último, conocidas la entalpía real del punto “(i+1)s” y su presión, se tienen determinados la temperatura y la entropía de dicho punto.



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

Aplicando este razonamiento a la turbina de vapor de alta presión, a partir de su rendimiento isentrópico (η_{sHP-ST}), la entropía y entalpía del fluido en la admisión (16s) y la presión en la descarga de la turbina (17s), se calcula la entalpía, temperatura y entropía en la descarga de la turbina de alta presión (17s)

$$\rightarrow P_{17s}, T_{17s}, s_{17s}, h_{17s}$$

Por otra parte, de acuerdo con el diagrama de proceso (Figura 29), y por equilibrio de presiones:

$$P_{18s} = P_{17s}$$

En este punto, se tienen calculadas las siguientes entalpías del vapor:

$$h_{1s}, h_{2s}, h_{3s}, h_{4s}, h_{5s}, h_{7s}, h_{8s}, h_{9s}, h_{10s}, h_{12s}, h_{13s}, h_{14s}, h_{16s} \text{ y } h_{17s}$$

Fijando de nuevo los Pinch points al mínimo posible según el punto 18 de la Tabla 1 (8 °C), calculadas las temperaturas del agua en los puntos correspondientes y utilizando la expresión [6.47] se obtienen las temperaturas de los gases en el siguientes puntos:

$$\delta T_{pp2} = T_{10g} - T_{13s} \rightarrow T_{10g}$$

$$\delta T_{pp3} = T_{12g} - T_{8s} \rightarrow T_{12g}$$

$$\delta T_{pp4} = T_{14g} - T_{3s} \rightarrow T_{14g}$$

Conocidas las temperaturas, la composición de los gases, y su calor específico a presión constante en función de la temperatura, de acuerdo con el apartado 6.1.5, se pueden calcular las entalpías de dichos puntos utilizando la expresión [6.36]:

$$h_g(T_g) - h_g(T_0) = \int_{T_0}^{T_g} c_{pg}(T) dT$$



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

Por tanto, se conocen las entalpías del gas en los puntos 4g, 5g, 10g, 12g, y 14g.

$$h_{4g}, h_{5g}, h_{10g}, h_{12g}, h_{14g}$$

A continuación, se utilizan las ecuaciones [6.48] a [6.58] planteadas para cada uno de los intercambiadores del HRSG. Para simplificar la resolución del sistema, se hace el cambio de variable $\dot{m}_t - \dot{m}_w = \dot{m}_{tw}$ en dichas ecuaciones, quedando éstas de la forma siguiente:

➤ Cambio de variable:

$$\dot{m}_t - \dot{m}_w = \dot{m}_{tw} \quad [6.63]$$

➤ Sección 1:

Superheater.

$$\dot{m}_g(h_{4g} - h_{5g}) = (\dot{m}_{tw} - \dot{m}_{s1} - \dot{m}_{s2})(h_{16s} - h_{15s}) \quad [6.64]$$

➤ Sección 2:

Recalentador:

$$\dot{m}_g(h_{5g} - h_{6g}) = (\dot{m}_t - \dot{m}_{s1})(h_{21s} - h_{20s}) \quad [6.65]$$

Sobrecalentador de alta presión:

$$\dot{m}_g(h_{6g} - h_{7g}) = (\dot{m}_{tw} - \dot{m}_{s1} - \dot{m}_{s2})(h_{15s} - h_{14s}) \quad [6.66]$$

Evaporador de alta presión:

$$\dot{m}_g(h_{7g} - h_{8g}) = (\dot{m}_{tw} - \dot{m}_{s1} - \dot{m}_{s2})(h_{14s} - h_{13s}) \quad [6.67]$$

Sobrecalentador de media presión:

$$\dot{m}_g(h_{8g} - h_{9g}) = \dot{m}_{s2}(h_{10s} - h_{9s}) \quad [6.68]$$



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

Sobrecalentador de baja presión:

$$\dot{m}_g(h_{9g} - h_{10g}) = \dot{m}_{s1}(h_{5s} - h_{4s}) \quad [6.69]$$

➤ Sección 3:

Economizador de alta presión:

$$\dot{m}_g(h_{10g} - h_{11g}) = (\dot{m}_{tw} - \dot{m}_{s1} - \dot{m}_{s2})(h_{13s} - h_{12s}) \quad [6.70]$$

Evaporador de media presión:

$$\dot{m}_g(h_{11g} - h_{12g}) = \dot{m}_{s2}(h_{9s} - h_{8s}) \quad [6.71]$$

➤ Sección 4:

Economizador de media presión:

$$\dot{m}_g(h_{12g} - h_{13g}) = (\dot{m}_{tw} - \dot{m}_{s1})(h_{8s} - h_{7s}) \quad [6.72]$$

Evaporador de baja presión:

$$\dot{m}_g(h_{13g} - h_{14g}) = \dot{m}_{s1}(h_{4s} - h_{3s}) \quad [6.73]$$

➤ Sección 5:

Economizador de baja presión:

$$\dot{m}_g(h_{14g} - h_{15g}) = (\dot{m}_{tw})(h_{3s} - h_{2s}) \quad [6.74]$$

Por otra parte, para cerrar el cálculo, se necesita plantear las ecuaciones de balance de energía siguientes:

- Mezcla de las corrientes 17s y 10s:

$$(\dot{m}_{tw} - \dot{m}_{s1})h_{18s} = (\dot{m}_{tw} - \dot{m}_{s1} - \dot{m}_{s2})h_{17s} + \dot{m}_{s2}h_{10s} \quad [6.75]$$



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

- Ecuación de balance energético en la refrigeración de la turbina de gas:

$$\dot{m}_{cs}h_{18s} - Q_{ST-GT} = \dot{m}_{cs}h_{19s} \quad [6.76]$$

que implica conocer el gasto de vapor utilizado en la refrigeración de la turbina de gas y sus propiedades.

- Mezcla de las corrientes 19s y 18s no utilizada en la refrigeración de la turbina de gas:

$$(\dot{m}_{tw} - \dot{m}_{s1} - \dot{m}_{cs})h_{18sus} + \dot{m}_{cs}h_{19s} = (\dot{m}_{tw} - \dot{m}_{s1})h_{19sds} \quad [6.77]$$

Como la corriente 19s se mezcla con la corriente 18s no utilizada en la refrigeración de la turbina de gas, para equilibrar las presiones en el punto de unión de estas dos corrientes se ha de provocar una pérdida de carga en la corriente 18s que no refrigera la turbina, de forma que ambas queden igualadas. Por tanto, en la expresión de balance energético anterior, se ha considerado que la corriente 18s no usada en la refrigeración se mezcla con la proveniente de la turbina de gas en estas nuevas condiciones y con su entalpía correspondiente (h_{18sus}).

- Mezcla de las corrientes 19sds y 2w:

$$(\dot{m}_{tw} - \dot{m}_{s1})h_{19sds} + \dot{m}_w h_{2w} = (\dot{m}_t - \dot{m}_{s1})h_{20s} \quad [6.78]$$

- Mezcla de las corrientes 22s y 5s:

$$(\dot{m}_t - \dot{m}_{s1})h_{22s} + \dot{m}_{s1}h_{5s} = \dot{m}_t h_{23s} \quad [6.79]$$

Con las ecuaciones anteriores ([6.63] a [6.78]), se plantea un método de cálculo iterativo para obtener los flujos másicos, las presiones y temperaturas del vapor y del gas en los puntos restantes del ciclo, teniendo como parámetros variables T_{15g} y \dot{m}_w y aplicando el esquema de resolución que se muestra a continuación:



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

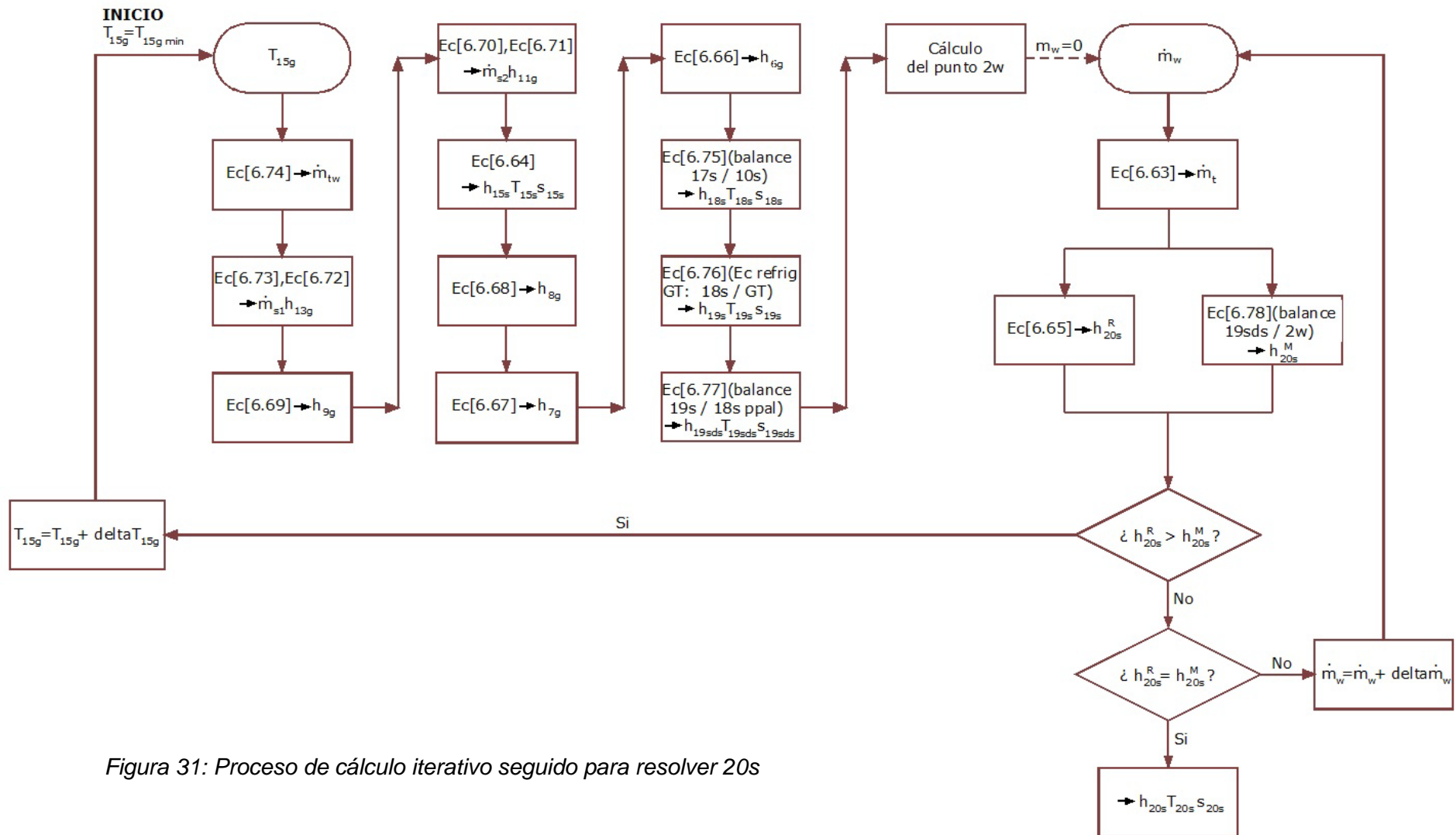


Figura 31: Proceso de cálculo iterativo seguido para resolver 20s



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

A continuación se describe paso a paso el proceso de cálculo iterativo descrito en el diagrama de flujo anterior:

Definidas las ecuaciones necesarias, se procede de la siguiente forma:

➤ Valor inicial para el primer parámetro variable T_{15g} :

Suposición de la temperatura de salida de gases de chimenea³ $T_{15g} \rightarrow T_{15g}^0$, coincidente con la temperatura mínima de los gases en la chimenea de acuerdo con la condición 19 de la Tabla 1.

Resolución de la ecuación [6.74]

$$\dot{m}_g(h_{14g} - h_{15g}) = (\dot{m}_{tw})(h_{3s} - h_{2s}) \rightarrow \dot{m}_{tw}^0$$

Resolución del sistema de ecuaciones [6.73] [6.72]:

$$\dot{m}_g(h_{13g} - h_{14g}) = \dot{m}_{s1}(h_{4s} - h_{3s})$$

$$\dot{m}_g(h_{12g} - h_{13g}) = (\dot{m}_{tw} - \dot{m}_{s1})(h_{8s} - h_{7s})$$

$$\text{Obtenemos: } h_{13g}^0, \dot{m}_{s1}^0$$

Resolución de la ecuación [6.69]

$$\dot{m}_g(h_{9g} - h_{10g}) = \dot{m}_{s1}(h_{5s} - h_{4s}) \rightarrow h_{9g}^0$$

Resolución del sistema de ecuaciones [6.70] [6.71]:

$$\dot{m}_g(h_{10g} - h_{11g}) = (\dot{m}_{tw} - \dot{m}_{s1} - \dot{m}_{s2})(h_{13s} - h_{12s})$$

$$\dot{m}_g(h_{11g} - h_{12g}) = \dot{m}_{s2}(h_{9s} - h_{8s})$$

$$\text{Obtenemos: } h_{11g}^0, \dot{m}_{s2}^0$$

Resolución de la ecuación [6.64]

$$\dot{m}_g(h_{4g} - h_{5g}) = (\dot{m}_{tw} - \dot{m}_{s1} - \dot{m}_{s2})(h_{16s} - h_{15s}) \rightarrow h_{15s}^0 \rightarrow T_{15s}^0, s_{15s}^0$$

³ Notación: se representa con el superíndice ⁰, el valor inicial para el primer proceso iterativo (primer parámetro variable T_{15g})



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

Resolución de la ecuación [6.68]

$$\dot{m}_g(h_{8g} - h_{9g}) = \dot{m}_{s2}(h_{10s} - h_{9s}) \rightarrow h_{8g}^0$$

Resolución de la ecuación [6.67]

$$\dot{m}_g(h_{7g} - h_{8g}) = (\dot{m}_{tw} - \dot{m}_{s1} - \dot{m}_{s2})(h_{14s} - h_{13s}) \rightarrow h_{7g}^0$$

Resolución de la ecuación [6.66]

$$\dot{m}_g(h_{6g} - h_{7g}) = (\dot{m}_{tw} - \dot{m}_{s1} - \dot{m}_{s2})(h_{15s} - h_{14s}) \rightarrow h_{6g}^0$$

Resolución de la ecuación del balance energético de la mezcla de las corrientes 17s y 10s (expresión [6.75]), y dado que la presión en 18s es conocida, se puede obtener su entropía:

$$(\dot{m}_{tw} - \dot{m}_{s1})h_{18s} = (\dot{m}_{tw} - \dot{m}_{s1} - \dot{m}_{s2})h_{17s} + \dot{m}_{s2}h_{10s} \rightarrow h_{18s}^0 \rightarrow T_{18s}^0, S_{18s}^0$$

En este punto, es necesario calcular el flujo másico de vapor que interviene en la refrigeración de la turbina de gas \dot{m}_{cs} , así como sus propiedades.

En la simulación del Ciclo de Brayton se ha calculado el calor extraído en cada etapa de la turbina de gas, por lo que se puede obtener el calor total extraído (Q_v) en el proceso de refrigeración por vapor.

Como se ha indicado en el apartado 6.2.1, el cálculo del flujo másico \dot{m}_{cs} se realizará utilizando la ecuación [6.28] y los datos de flujo másico de vapor de refrigeración y de efectividad de un modelo real.

Como dato para el flujo másico de vapor de refrigeración de una turbina real, se ha tomado $\dot{m}_{csR} = 59,92 \frac{kg}{s}$ y para la efectividad de un modelo real, se ha tomado $\varepsilon_0 = 0,86$, ambos de la *referencia* (6).

Por tanto, a partir de la expresión [6.28], con $T_c = T_{18s}^0$, se puede calcular la efectividad (ε), y posteriormente el factor de corrección para



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

la caída de presión en los conductos de refrigeración de la turbina de gas (Eh):

$$\varepsilon = \frac{Q_v \dot{m}_g}{\dot{m}_{csR} c_{pc} (T_b - T_c)} \rightarrow \varepsilon$$
$$Eh = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_0} \rightarrow Eh$$

Por otra parte, de acuerdo con el punto 15 de la Tabla 1, la caída de presión en los conductos de refrigeración de la turbina de gas viene definida por:

$$\delta P_{cs-OC} = (Eh)^4 \delta P_{cs-RC} \rightarrow \delta P_{cs-OC}$$

A continuación se calcula el flujo másico de vapor de refrigeración \dot{m}_{cs} a partir de la efectividad de un modelo real (ε_0):

$$\varepsilon_0 = \frac{Q_v \dot{m}_g}{\dot{m}_{cs} c_{pc} (T_b - T_c)} \rightarrow \dot{m}_{cs}$$

Ahora se puede continuar calculando propiedades de más puntos del ciclo de vapor:

A partir de la presión en 18s, con la caída de presión en los conductos de refrigeración (δP_{cs-OC}) calculada anteriormente, se obtiene la presión en 19s (corriente 18s tras el proceso de refrigeración de la turbina de gas) mediante la expresión [6.9]:

$$P_{19s} = P_{18s} (1 - \delta P_{cs-OC}) \rightarrow P_{19s}^0$$

Por otra parte, de acuerdo con el diagrama de proceso (Figura 29), y por equilibrio de presiones:

$$P_{19sds}^0 = P_{19s}^0$$

$$P_{20s}^0 = P_{19sds}^0$$



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

Por otra parte, conociendo la presión en 20s y fijada la caída de presión en el recalentador, mediante la expresión [6.7] se obtiene la presión en 21s:

$$P_{21s} = P_{20s}(1 - \delta P_{reh}) \rightarrow P_{21s}^0$$

dado que en la Tabla 2, se fija la temperatura en 21s, se conocen la entropía y entalpía en dicho punto.

$$\rightarrow P_{21s}^0, T_{21s}^0, S_{21s}^0, h_{21s}^0$$

Resolviendo la ecuación del balance energético correspondiente a la corriente de refrigeración 18s y la turbina de gas (expresión [6.76]), se calcula la entalpía de 19s. Dado que ya se conoce la presión en 19s, se obtienen inmediatamente, su temperatura y entropía.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{cs}h_{18s} + Q_v &= \dot{m}_{cs}h_{19s} \rightarrow h_{19s}^0 \rightarrow T_{19s}^0, S_{19s}^0 \\ &\rightarrow P_{19s}^0, T_{19s}^0, S_{19s}^0, h_{19s}^0 \end{aligned}$$

Resolviendo la ecuación del balance energético de la mezcla de las corrientes 19s y 18s que no se utiliza en la refrigeración de la turbina de gas (expresión [6.77]), se calcula la entalpía en 19sds. Además, dado que también se conoce la presión en dicho punto, también se obtiene la temperatura y entropía correspondientes.

$$\begin{aligned} (\dot{m}_{tw} - \dot{m}_{s1} - \dot{m}_{cs})h_{18sus} + \dot{m}_{cs}h_{19s} &= (\dot{m}_{tw} - \dot{m}_{s1})h_{19sds} \rightarrow h_{19sds}^0 \\ &\rightarrow T_{19sds}^0, S_{19sds}^0 \\ &\rightarrow P_{19sds}^0, T_{19sds}^0, S_{19sds}^0, h_{19sds}^0 \end{aligned}$$

Teniendo en cuenta, que para equilibrar las presiones en el punto de unión de estas dos corrientes se provoca una pérdida de carga en la corriente 18s que no refrigera la turbina de forma que ambas queden igualadas, en la expresión anterior de balance energético, se tiene en

cuenta la entalpía correspondiente al vapor a temperatura T_{18s} y presión $p_{19s} \rightarrow h_{18sus}$

A continuación, se calculan las propiedades termodinámicas del punto 2w:

De acuerdo con el diagrama de proceso (Figura 29), y por equilibrio de presiones:

$$P_{2w}^0 = P_{19s}^0$$

Para obtener el resto de propiedades del punto 2w, se utiliza el procedimiento descrito en la página 90 para calcular las propiedades del fluido en la descarga de la bomba 2s-2w. A partir del rendimiento isentrópico de la bomba 2s-2w, la entropía y entalpía en la aspiración de la misma (2s) y la presión en su descarga (2w), se calcula la entalpía, temperatura y entropía del punto 2w.

$$\rightarrow P_{2w}^0, T_{2w}^0, s_{2w}^0, h_{2w}^0$$

Dentro del proceso iterativo actual (parámetro variable T_{15g}^0), se tiene que inicializar ahora el segundo parámetro variable \dot{m}_w .

Tal como se indica en el diagrama de la Figura 31, para cada T_{15g} hay que suponer un valor de \dot{m}_w . A partir de aquí el objetivo es evaluar la entalpía del punto 20s por dos caminos distintos. Para ello, se van a utilizar las expresiones [6.65] correspondiente al Recalentador del HRSG y la [6.78] correspondiente a la Mezcla de las corrientes 19sds y 2w.

En ambas expresiones h_{20s} disminuye con el aumento de \dot{m}_w , sin embargo, en la expresión correspondiente a la Mezcla de corrientes 19sds y 2w, h_{20s} decrece más rápidamente con \dot{m}_w que en la expresión del Recalentador.

Por lo tanto, el valor más favorable de \dot{m}_w para comprobar si, con la temperatura de salida de gases de chimenea supuesta T_{15g}^0 , el proceso iterativo pudiera llegar a converger al variar \dot{m}_w , es el valor 0.

Por lo anteriormente indicado, el primer valor supuesto para \dot{m}_w es el valor 0, correspondiente al caso de que no hay flujo en la línea 2w.

Si con \dot{m}_w igual a 0, el valor calculado de h_{20s} mediante la expresión del Recalentador es superior al valor de h_{20s} calculado mediante la expresión de la Mezcla de corrientes 19sds y 2w, el sistema nunca convergerá por mucho que aumente \dot{m}_w . Por tanto, será este el criterio que se utilizará para interrumpir el proceso de cálculo con el valor actual de T_{15g}^0 y pasar al siguiente valor $T_{15g}^1 = T_{15g}^0 + \delta T_{15g}$. En esta expresión, δT_{15g} es el paso elegido para el incremento de temperatura de salida de los gases de chimenea entre iteraciones.

De forma esquemática, se representa en la siguiente figura lo indicado en los párrafos anteriores:

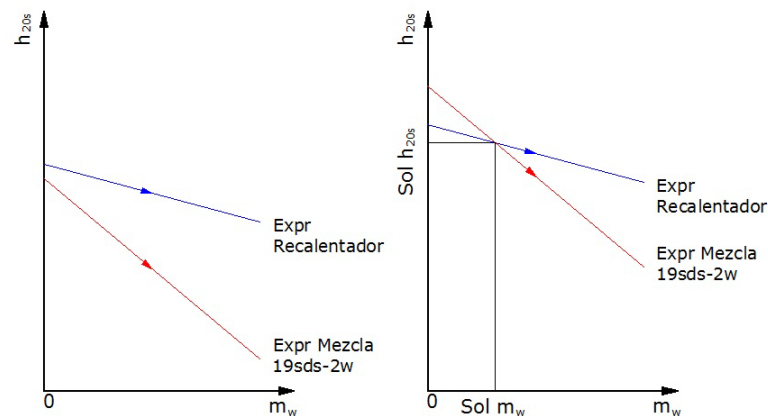


Figura 32: Esquema convergencia h_{20s}

Por el contrario, si el valor calculado de h_{20s} mediante la expresión del Recalentador fuera inferior al obtenido con la expresión de la Mezcla de corrientes 19sds y 2w, para el valor de \dot{m}_w igual a 0, el proceso de



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

cálculo tendría que converger y se procedería a iterar con el valor de \dot{m}_w , tal como se explica a continuación:

- Valor inicial para el segundo parámetro variable \dot{m}_w :

Se supone un valor inicial⁴ de $\dot{m}_w \rightarrow \dot{m}_w^{00} = 0$

Se resuelve la ecuación [6.63]

$$\dot{m}_t - \dot{m}_w = \dot{m}_{tw} \rightarrow \dot{m}_t^{00}$$

Se resuelve la ecuación [6.65], correspondiente al Recalentador y se obtiene el valor de la entalpía h_{20s}^R

$$\dot{m}_g(h_{5g} - h_{6g}) = (\dot{m}_t - \dot{m}_{s1})(h_{21s} - h_{20s}) \rightarrow h_{20s}^R$$

Se resuelve la ecuación [6.78], correspondiente a la Mezcla de corrientes y se obtiene el valor de la entalpía h_{20s}^M

$$(\dot{m}_{tw} - \dot{m}_{s1})h_{19sds} + \dot{m}_w h_{2w} = (\dot{m}_t - \dot{m}_{s1})h_{20s} \rightarrow h_{20s}^M$$

Con la temperatura T_{15g} fijada en el valor inicial T_{15g}^0 , se varía el valor de \dot{m}_w , haciendo $\dot{m}_w^{01} = \dot{m}_w^{00} + \delta\dot{m}_w$ (donde $\delta\dot{m}_w$ es el paso de variación entre iteraciones para el valor de \dot{m}_w), hasta que converjan los valores h_{20s}^R y h_{20s}^M . Si esto no sucede, de acuerdo al criterio indicado anteriormente, se propone otro nuevo valor de T_{15g} , hasta que todo el conjunto de ecuaciones tenga solución.

Obtenida una solución al proceso anterior, se conoce:

$$\rightarrow T_{15g}, \dot{m}_t, \dot{m}_w, h_{20s}$$

⁴ Notación: Para la variable \dot{m}_w , representaremos por dos superíndices los valores que va tomando en cada iteración. El primer superíndice se corresponde con el número de iteración del primer parámetro variable T_{15g} , mientras que el segundo corresponde al número de iteración del segundo parámetro \dot{m}_w , ya que se trata de un proceso iterativo dentro de otro.

y se puede continuar calculando las propiedades termodinámicas restantes del ciclo.

Conocida la entalpía y la presión en 20s, se obtiene la temperatura y entropía de dicho punto:

$$\rightarrow P_{20s}, T_{20s}, s_{20s}, h_{20s}$$

De acuerdo con el diagrama de proceso (Figura 29), y por equilibrio de presiones:

$$P_{22s} = P_{5s}$$

A continuación, se calculan las propiedades en la descarga de la turbina de vapor de media presión. A partir de su rendimiento isentrópico (η_{sIP-ST}) definido en la Tabla 1, la entropía y entalpía del fluido en la admisión (21s) y la presión en la descarga de la turbina (22s), se calcula la entalpía, temperatura y entropía en la descarga de la turbina de media presión (22s) de la forma descrita en la página 94.

$$\rightarrow P_{22s}, T_{22s}, s_{22s}, h_{22s}$$

A continuación, se resuelve la expresión [6.79] correspondiente a la Mezcla de las corrientes 22s y 5s, para calcular la entalpía a la entrada de la turbina de baja presión:

$$(\dot{m}_t - \dot{m}_{s1})h_{22s} + \dot{m}_{s1}h_{5s} = \dot{m}_th_{23s} \rightarrow h_{23s}$$

De acuerdo con el diagrama de proceso (Figura 29), y por equilibrio de presiones se obtiene:

$$P_{23s} = P_{22s}$$

Conocidas la presión y la entalpía en el punto 23s, se tiene también la temperatura y la entropía correspondiente:

$$\rightarrow P_{23s}, T_{23s}, s_{23s}, h_{23s}$$



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

Por otra parte, las propiedades en la salida del condensador, punto 1s, ya se habían determinado anteriormente en la página 89, por tanto son conocidas la temperatura y presión en la descarga de la turbina de baja presión (24s)

$$\rightarrow P_{24s} = P_{1s}$$

$$\rightarrow T_{24s} = T_{1s}$$

Sin embargo, hay que tener en cuenta que en 24s se tiene vapor húmedo a la presión de condensación, por lo que hay que calcular el título del mismo. Por tanto, hay que analizar el proceso de expansión del vapor en la turbina de baja presión, siguiendo el procedimiento indicado en la página 94 pero teniendo en cuenta que ahora, es necesario considerar el título del vapor de la forma que se indica a continuación:

Primeramente, se supone que el proceso de expansión en la turbina es isentrópico, por lo que:

$$s_{24s \text{ isentr}} = s_{23s}$$

Se calcula el título del vapor correspondiente a la evolución isentrópica de acuerdo con la siguiente expresión:

$$s_{24s \text{ isentr}} = x_{v \ 24s \text{ isentr}} \cdot s_{V \ 24s} + (1 - x_{v \text{ isentr}})s_{L \ 24s} \quad [6.80]$$

donde:

$x_{v \ 24s \text{ isentr}}$: título del vapor supuesto el proceso isentrópico

$s_{V \ 24s}$: entropía del vapor saturado a la presión de condensación

$s_{L \ 24s}$: entropía del líquido saturado a la presión de condensación

Despejando $x_{v \ 24s \text{ isentr}}$ de la expresión anterior, se obtiene:

$$x_{v \ 24s \text{ isentr}} = \frac{(s_{24s \text{ isentr}} - s_{L \ 24s})}{(s_{V \ 24s} - s_{L \ 24s})} \quad [6.81]$$



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

Dado que son conocidos todos los valores, se calcula $x_{v\ 24s\ isent}$.

Conocido el título del vapor, supuesto el proceso isentrópico, la temperatura y la presión, se obtiene la entalpía correspondiente:

$$\rightarrow h_{24s\ isent}$$

Conocido el rendimiento isentrópico de la turbina de baja presión ((η_{sLP-ST}) definido en la Tabla 1) y la entalpía en la admisión de la misma (h_{23s}) con la expresión [6.62] se calcula la entalpía en 24s:

$$h_{24s} = h_{23s} - \eta_{sLP-ST}(h_{23s} - h_{24s\ isent}) \rightarrow h_{24s}$$

y a partir de aquí, conocidas la presión de condensación, su temperatura correspondiente y la entalpía, se calcula directamente el título del vapor, y por tanto, la entropía en el punto 24s, considerando ya el proceso de expansión como “no isentrópico”.

$$\rightarrow P_{24s}, T_{24s}, s_{24s}, h_{24s}, x_{v\ 24s}$$

Obtenido el valor de $x_{v\ 24s}$, se ha de comprobar que este es superior al especificado en los datos de partida de la Tabla 1.

Por otra parte, conocido el flujo másico de gases a través del HRSG, su composición y temperatura en cada punto del ciclo, se pueden estimar las presiones correspondientes y con ello calcular la entropía en cada punto del gas en el HRSG de acuerdo con la expresión:

$$s - s_0 = c_{pg} \cdot \ln\left(\frac{T_g}{T_0}\right) - R_g \cdot \ln\left(\frac{P_g}{P_0}\right) \quad [6.82]$$

6.3.3. CÁLCULOS COMPLEMENTARIOS

Calculadas las propiedades termodinámicas del ciclo de vapor, así como los flujos másicos que circulan en cada punto, se puede calcular:

- ✓ La potencia total desarrollada por las turbinas mediante la adaptación de la expresión [3.2]

$$\dot{W}_{ST} = \sum_{i=AP,MP,BP} \dot{m}_{VSTi} (h_{3i} - h_{4i})$$

y teniendo cuenta el rendimiento mecánico se puede calcular el trabajo en el eje:

$$\dot{W}_{STeje} = \dot{W}_{ST} \cdot \eta_{mec}$$

- ✓ La potencia consumida por las bombas mediante la adaptación de la expresión [3.3]

$$\dot{W}_P = \sum_{i=1}^{i=5} \dot{m}_{Pi} (h_{2i} - h_{1i})$$

y teniendo en cuenta el rendimiento mecánico, se puede calcular la potencia al eje:

$$\dot{W}_{Peje} = \frac{\dot{W}_P}{\eta_{mec}}$$

- ✓ La potencia neta desarrollada por el ciclo de vapor, de acuerdo con la expresión [3.4]

$$\dot{W}_{NetRk} = \dot{W}_{ST} - \dot{W}_P$$

y teniendo en cuenta el rendimiento mecánico, calcula la potencia neta desarrollada en el eje:

$$\dot{W}_{NetRkeje} = \dot{W}_{STeje} - \dot{W}_{Peje}$$



6.4. RENDIMIENTO DEL CICLO COMBINADO REGULAR 107H

A partir de los cálculos realizados anteriormente, y teniendo en cuenta que para este caso, la potencia suministrada se obtendría con la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{Br} = \dot{m}_F \cdot PCI_{CH_4} \quad [6.83]$$

se puede calcular el rendimiento del Ciclo adaptando la ecuación [3.5]

$$\eta_{CC107H} = \frac{\dot{W}_{NetGas} + \dot{W}_{NetRk}}{\dot{Q}_{Br}}$$

y teniendo en cuenta el rendimiento mecánico:

$$\eta_{CC107Heje} = \frac{\dot{W}_{NetGaseje} + \dot{W}_{NetRkeje}}{\dot{Q}_{Br}}$$

7. RESULTADOS DEL CÁLCULO TERMODINÁMICO DEL CICLO COMBINADO 107H

En este apartado se muestran los resultados obtenidos de la simulación descrita en el apartado 6.

A continuación se vuelve a recordar el diagrama del ciclo estudiado:

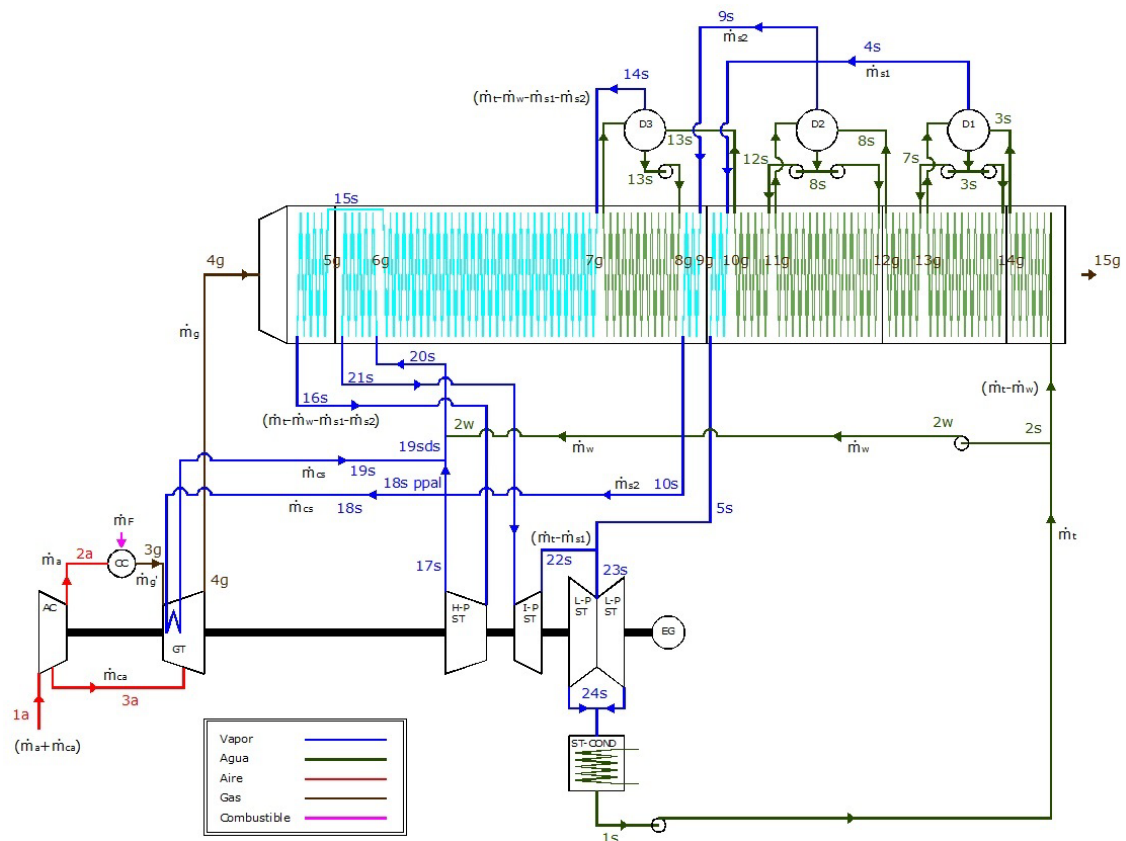


Figura 33: Ciclo Regular 107H

Para cada punto del ciclo se han calculado Presiones, Temperaturas, Entalpías, Entropías específicas y Gasto másico.

Además se han obtenido las Potencias consumidas y producidas por cada elemento principal del ciclo y el Calor transferido por la caldera recuperadora de calor.



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

7.1. RESULTADOS DEL CICLO DE VAPOR

En la siguiente tabla se muestran las propiedades del fluido en cada punto del ciclo de vapor:

Tabla 4: Resultados del Ciclo de Vapor

Id	p (MPa)	T (K)	T (°C)	h (J/kg)	s (J/kg)	m (kg/s)
1s	0,0040	302	29	120471	419	87,71
2s	0,2876	302	29	120793	420	87,65
2w	2,6807	302	29	123043	421	0,05
3s	0,2157	395	122	513157	1552	87,65
4s	0,2157	395	122	2709118	7106	14,37
5s	0,1984	550	277	3025402	7820	14,37
7s	4,0480	396	123	517931	1553	73,29
8s	3,0360	507	234	1008113	2645	73,29
9s	3,0360	507	234	2803263	6186	21,02
10s	2,7931	622	349	3118627	6786	21,02
12s	22,0000	512	239	1034700	2653	52,27
13s	16,5000	622	349	1661181	3763	52,27
14s	16,5000	622	349	2571548	5227	52,27
15s	15,1800	767	493	3291860	6324	52,27
16s	13,9656	838	565	3502420	6621	52,27
17s	2,7931	600	327	3067926	6703	52,27
18s ppal	2,7931	607	333	3082468	6727	19,06
19s	2,6807	606	333	3084466	6748	54,22
19sds	2,6807	606	333	3084641	6748	73,29
20s	2,6807	605	332	3082305	6745	73,34
21s	2,4663	838	565	3608115	7518	73,34
22s	0,1984	503	229	2929915	7639	73,34
23s	0,1984	510	237	2945559	7670	87,71
24s	0,0040	302	29	2360175	7838	87,71

TITULO 24s	0,921
------------	-------

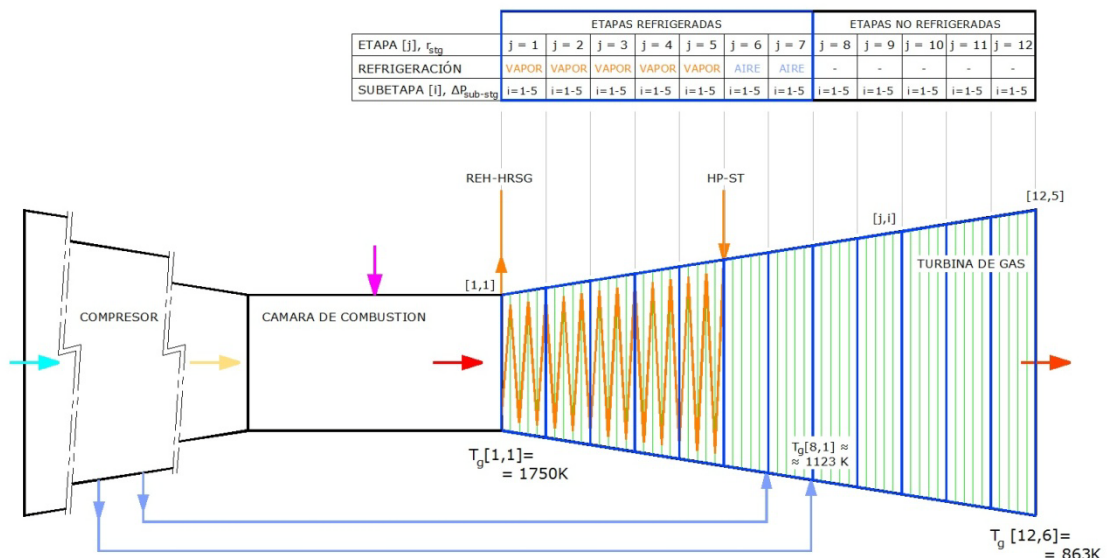
7.2. RESULTADOS DEL CICLO DE GAS

En la siguiente tabla se muestran las propiedades del fluido en cada punto del ciclo de gas⁵:

Tabla 5: Resultados del Ciclo de Gas

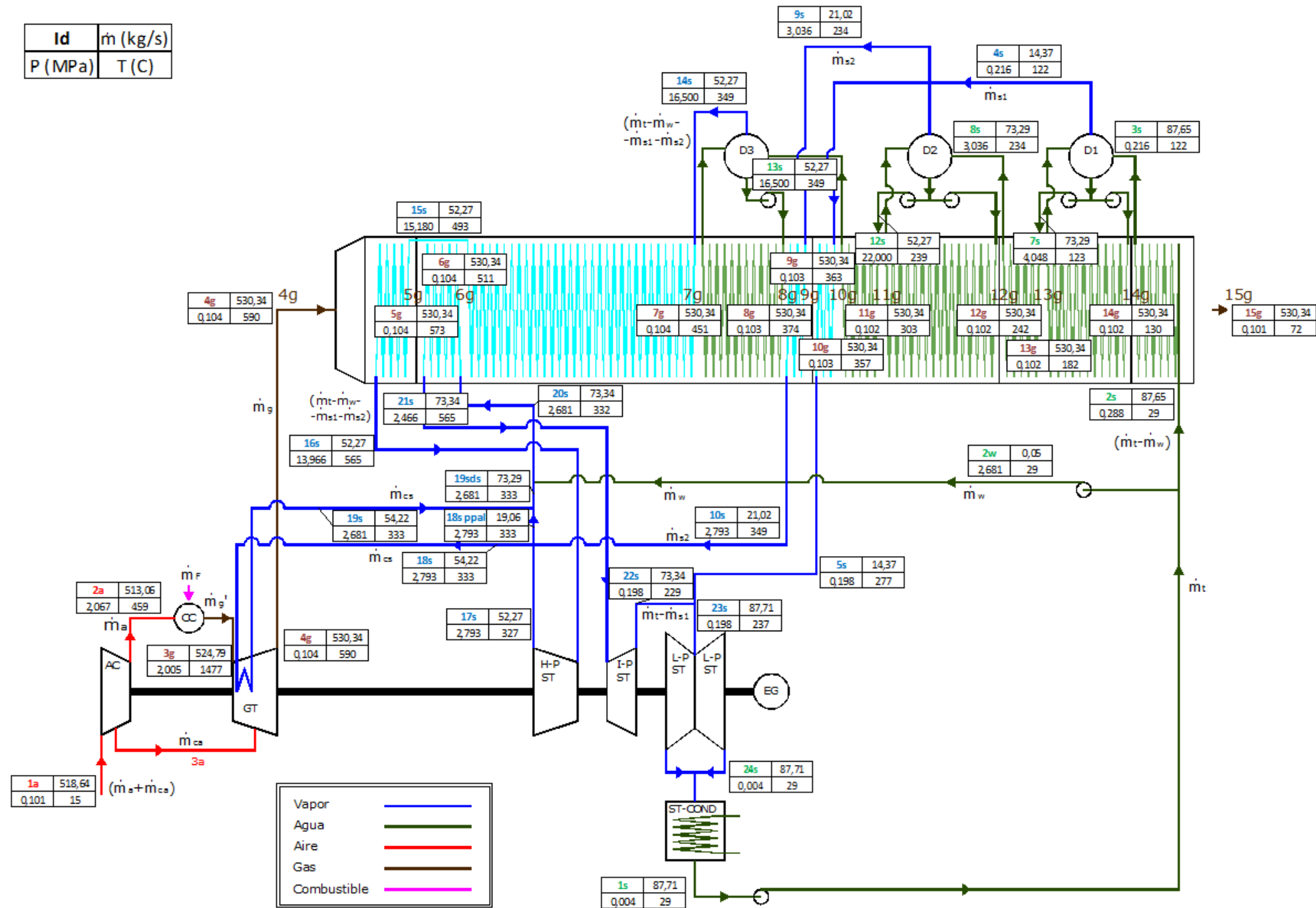
Id	p (MPa)	T (K)	T (°C)	h (J/kg)	s (J/kg)	m (kg/s)
1a	0,1013	288	15	293125	6853	518,64
2a	2,0665	732	459	753393	6962	513,06
3a	0,4575	463	190			4,12
	0,3577	429	156			1,46
3g	2,0045	1750	1477	2095941	8179	524,79
4g	0,1044	863	590	981074	8120	530,34
5g	0,1041	846	573	960323	8096	530,34
6g	0,1039	784	511	887579	8005	530,34
7g	0,1036	724	451	816591	7910	530,34
8g	0,1033	648	374	726872	7778	530,34
9g	0,1030	637	363	714373	7759	530,34
10g	0,1027	630	357	705804	7748	530,34
11g	0,1024	576	303	644062	7644	530,34
12g	0,1022	515	242	572914	7515	530,34
13g	0,1019	455	182	505178	7373	530,34
14g	0,1016	403	130	445683	7237	530,34
15g	0,1013	346	72	380833	7063	530,34

Número de etapas refrigeradas:	
con Vapor	5
con Aire	2



⁵ Los puntos identificados como 3a se corresponden con los sangrados del compresor hacia la turbina de gas para las etapas de refrigeración por aire de la misma.

7.3. DIAGRAMA DE PROCESO DEL CICLO REGULAR 107H



7.4. DIAGRAMA T-s DEL CICLO

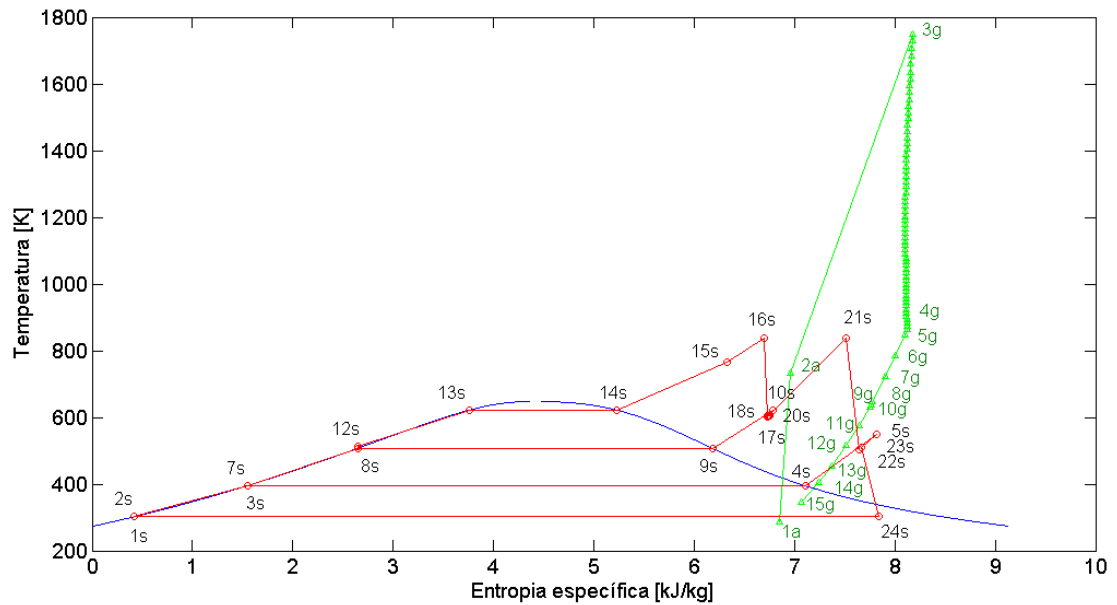


Figura 35: Diagrama T-s Ciclo 107H

7.5. POTENCIAS Y RENDIMIENTO

A continuación se muestran las potencias consumidas y generadas por cada elemento principal y el rendimiento neto:

Tabla 6: Potencias y Rendimiento del Ciclo

	W (MW)	W eje (MW)	RENDIMIENTO
BOMBAS	1,77	1,79	
ST	112,61	111,15	
NET VAP	110,84	109,36	
COMPRESOR	237,08	240,21	
NET GT	522,98	516,18	
NET GAS	285,89	275,97	
TOTAL CC 107H	396,74	385,33	0,531

7.6. CALOR TRANSFERIDO EN LA CALDERA RECUPERADORA

Tabla 7: Calor transferido en HRSG

		Calor transf (MW)	T out (C)	T in (C)
Sup	15s-16s	11,01	565	493
Reh	20s-21s	38,56	565	332
Sob H	14s-15s	37,65	493	349
Sob I	9s-10s	6,63	349	234
Sob L	4s-5s	4,54	277	122
Evap H	13s-14s	47,58	349	349
Evap I	8s-9s	37,73	234	234
Evap L	3s-4s	31,55	122	122
Eco H	12s-13s	32,74	349	239
Eco I	7s-8s	35,92	234	123
Eco L	2s-3s	34,39	122	29

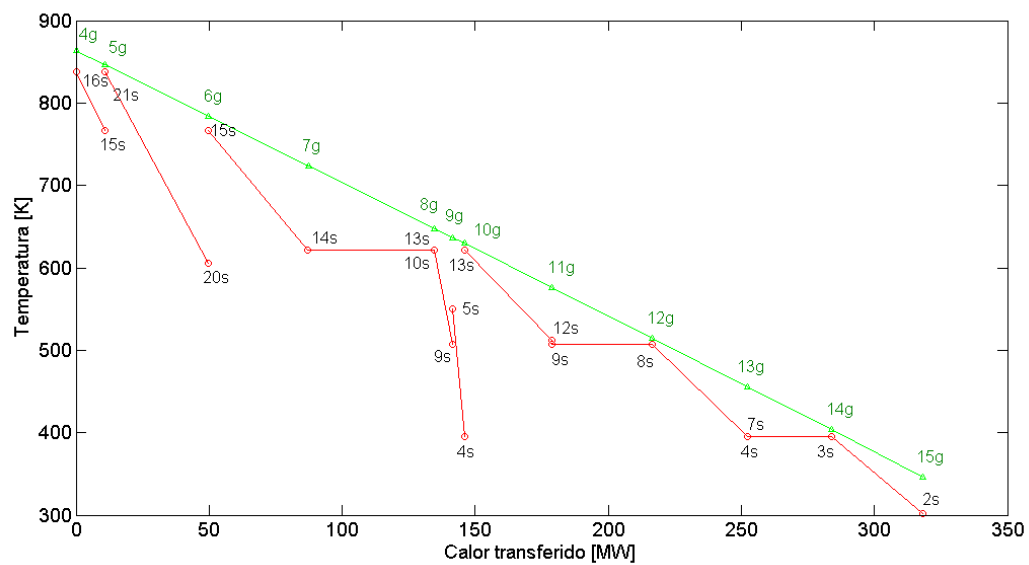


Figura 36: Diagrama T-Q transf



8. PREDISEÑO DE LA CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR

Como se indicó en el apartado 4.1.3, la caldera recuperadora es la encargada de aprovechar la energía de los gases de escape de la turbina de gas para la generación de vapor.

En esta parte del estudio se realiza el dimensionado de los intercambiadores del HRSG de acuerdo con los resultados obtenidos para el ciclo regular 107H calculado anteriormente, considerando la convección como único mecanismo que interviene en la transferencia de energía.

8.1.INTRODUCCIÓN

La caldera recuperadora de calor, es básicamente un elemento formado por varios intercambiadores de calor. A través de estos intercambiadores se va elevando la temperatura del fluido interior o provocando su cambio de fase.

En el caso estudiado, la caldera recuperadora dispone de tres niveles de presión con recalentamiento, por lo que se tienen, de acuerdo con el diagrama mostrado en la Figura 37, los siguientes intercambiadores:

- Economizador de baja presión.
- Evaporador de baja presión.
- Economizador de media presión.
- Evaporador de media presión.
- Economizador de alta presión.
- Sobrecalentador de baja presión.
- Sobrecalentador de media presión.
- Evaporador de alta presión.
- Sobrecalentador de alta presión.
- Recalentador.
- *Suprheater*.

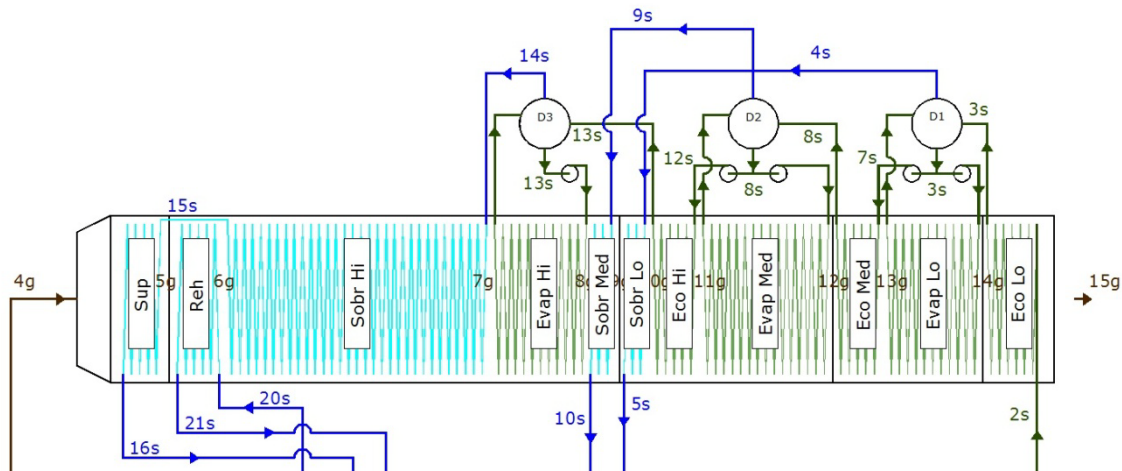


Figura 37: Intercambiadores HRSG

En este apartado se van a definir las bases de cálculo utilizadas para calcular cada intercambiador.

En principio, hay que decidir el tipo de tubos a utilizar en los intercambiadores, aleteados (con aletas sólidas o segmentadas) o no aleteados, así como su disposición, en línea o escalonados.

Los tubos aleteados proporcionan un mayor coeficiente global de transferencia de calor y menor pérdida de carga en el lado del gas, ya que se reduce la longitud de intercambiador necesaria, aunque hay que considerar otros factores como el coste. Normalmente se utilizan en calderas que usan “combustibles limpios”, es decir, que no provocan demasiado ensuciamiento.

En este caso se ha optado por utilizar tubos aleteados, de aletas sólidas, de forma que se obtengan coeficientes globales de transferencia de calor suficientemente altos para conseguir un tamaño de caldera adecuado.

En cuanto a la disposición de los tubos, se ha elegido la escalonada, debido a que se maximiza el coeficiente de transferencia de calor. A pesar de que se pueda pensar que la pérdida de carga del lado del gas se incrementa, la

realidad es que, al ser necesarias menos filas de tubos, en general, ésta disminuye.

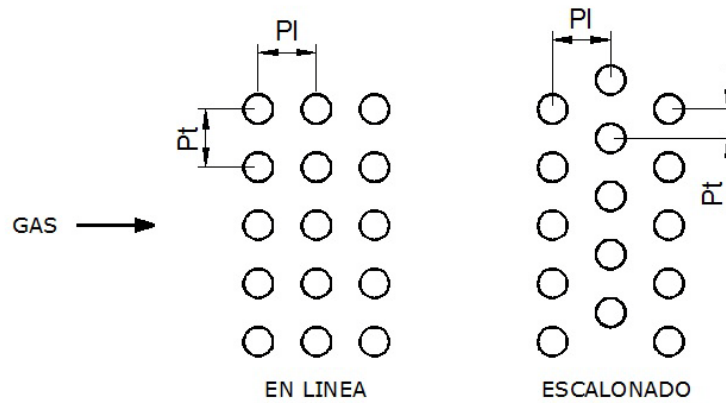


Figura 38: Disposición de los tubos

8.2. CRITERIOS DE DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES

Para conseguir un diseño adecuado, además de cumplir las condiciones descritas en la Tabla 1 con las que se ha realizado el diseño termodinámico del ciclo, se establecen condiciones particulares típicas que se deben cumplirse en cada uno de los intercambiadores del HRSG:

Velocidad máxima del agua ≤ 4 m/s

Velocidad máxima del vapor de agua ≤ 65 m/s

Velocidad máxima del gas ≤ 20 m/s

8.2.1. DIMENSIONADO DE ECONOMIZADORES

En los economizadores el fluido que circula por el interior de los tubos es agua, por lo que se establece un límite de velocidad de 4 m/s. Además, de acuerdo con lo indicado en la Tabla 1, la caída de presión no debe superar el 25%.

8.2.2. DIMENSIONADO DE EVAPORADORES

En el caso de los evaporadores, se produce una recirculación constante de agua que contiene una fracción de vapor limitada para asegurar la

producción de vapor necesaria con una correcta circulación natural del flujo. En este caso se ha fijado la proporción de vapor en un valor 10%. Por lo tanto, el caudal que circula por los evaporadores es superior al resto de intercambiadores.

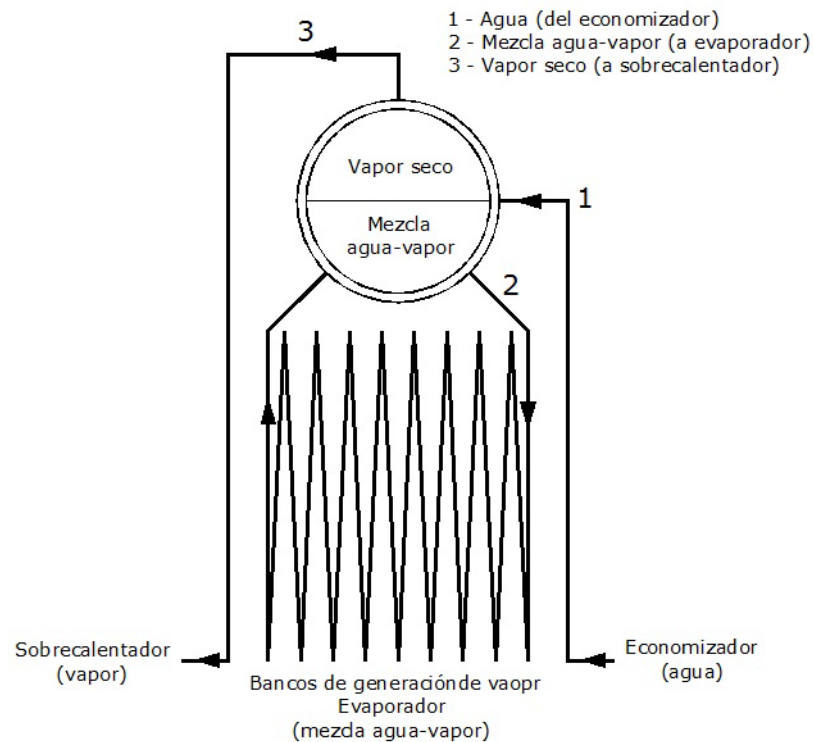


Figura 39: Esquema evaporador

8.2.3. DIMENSIONADO DE SOBRECALENTADORES Y RECALENTADORES

En el caso de sobrecalentadores y recalentadores, el fluido que circula por el interior de los tubos es vapor de agua, por lo que se establece un límite de velocidad de 65 m/s. Además, en de acuerdo con la Tabla 1, la caída de presión no debe superar el 8%.



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

8.3. MATERIALES

En principio, se han considerado los materiales indicados en la tabla siguiente (obtenidos de la *referencia* (7)), siendo todos ellos de uso habitual para la construcción de intercambiadores de calderas.

Tabla 8: Materiales considerados

Material	Composición	T (C)	Resist Trac min (ksi)	Lim Elast min (ksi)	eff union Eff / F
A 178A	Acero al carbono	430	47	26	0.85
A 178C	Acero al carbono	430	60	37	0.85
A 192	Acero al carbono	430	47	26	1
A 210A1	Acero al carbono	430	60	37	1
A 210C	Acero al carbono	430	70	40	1
A 213-T11	1,25Cr-0,5Mo-Si	590	60	30	1
A 213-T22	2,25Cr-1Mo	590	60	30	1
A 213-T91	9Cr-1Mo-V	649	85	60	1
A 213-TP304H	18Cr-8Ni	760	75	30	1
A 213-TP347H	18Cr-10Ni-Cb	760	75	30	1
A 213-TP321H	18Cr-10Ni-Ti	760	75	30	1
A 213	21-Cr-11Ni-N	810	87	45	1
B 407 N08800	Ni-Cr-Fe	810	75	30	1



9. PREDIMENSIONADO DE LOS INTERCAMBIADORES DEL HRSG

Para el cálculo de los intercambiadores se va a utilizar un método basado en la “diferencia de temperaturas logarítmica media” expuesto en la *referencia* (8).

Se pretende elaborar un procedimiento de cálculo que proporcione diferentes soluciones para los intercambiadores en función de distintas geometrías de la caldera recuperadora.

La idea es calcular cada intercambiador de calor con arreglo a algún criterio de optimización (por ejemplo, mayor coeficiente global de transferencia de calor, menor cantidad de material empleado, menor área de transferencia, menor longitud de caldera) teniendo en cuenta que los datos de partida van a ser las dimensiones de “ancho” y “alto” de la caldera recuperadora.

Como se ha indicado en el apartado 8.1, se va a considerar que los tubos que forman los intercambiadores son aleteados con aletas circulares sólidas y que la disposición de los tubos es de tipo escalonada (Figura 38).

Para el cálculo, se va a considerar la posibilidad de utilizar diferentes diámetros normalizados para los tubos de los intercambiadores, distintas densidades de aleteado y también diferentes longitudes y espesores de aleta, por lo que al final del proceso de cálculo para un intercambiador se elegirá la solución correspondiente de acuerdo al criterio fijado.

9.1. CÁLCULO DE LOS INTERCAMBIADORES DEL HRSG

9.1.1. CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Dado que se conocen todas las propiedades y gastos másicos en cada punto del ciclo, se puede calcular el calor intercambiado en cada intercambiador del HRSG, necesario para que el proceso se desarrolle en las condiciones previstas.



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

$$\dot{Q}^j = \dot{m}_{si}^j \cdot (h_{(i+1)s}^j - h_{(i)s}^j) \quad [9.1]$$

Por otra parte, de acuerdo con la *referencia* (8), el calor transferido en cada intercambiador “j” del HRSG viene dado por:

$$\dot{Q}^j = U_o^j A^j \Delta T_{lm}^j \quad [9.2]$$

donde:

ΔT_{lm}^j : diferencia de temperaturas logarítmica media

$$\Delta T_{lm}^j = \frac{(T_{gin}^j - T_{f \text{ int out}}^j) - (T_{gout}^j - T_{f \text{ int in}}^j)}{\ln \frac{(T_{gin}^j - T_{f \text{ int out}}^j)}{(T_{gout}^j - T_{f \text{ int in}}^j)}} \quad [9.3]$$

A^j : área de transferencia de calor

$$A^j = L_e^j N_r^j N_t^j A_o^j \quad [9.4]$$

donde:

L_e^j : longitud efectiva de tubo aleteado expuesta al flujo de gas [m]

N_r^j : número de filas de tubos

N_t^j : número de tubos por fila

A_o^j : área total de la superficie exterior por unidad de longitud de tubo [m²/m]

En la figura siguiente se indican los parámetros anteriores.

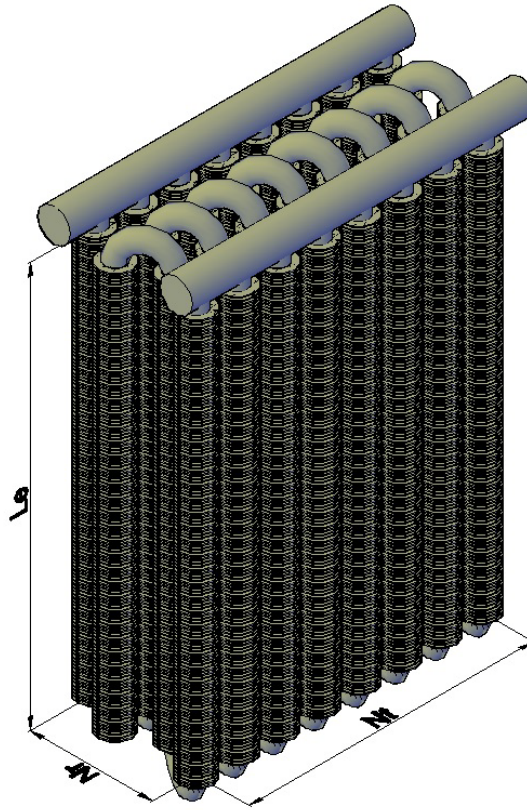


Figura 40: Intercambiador de calor

U_o^j : coeficiente global de transferencia de calor referido al área de la superficie total exterior [W/m²K]:

$$U_o^j = \frac{1}{R_o^j + R_{wo}^j + R_{to}^j} \quad [9.5]$$

donde:

R_o^j : resistencia térmica total exterior incluyendo la eficiencia de aletas, referida al área de la superficie total exterior [m²K/W]

R_{wo}^j : resistencia térmica de la pared de tubo referida al área de la superficie total exterior [m²K/W]



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

R_{io}^j : resistencia térmica total interior, referida al área de la superficie total exterior [m^2K/W]

Para el cálculo de cada resistencia indicada en la expresión anterior, se han utilizado las correlaciones de la *referencia* (8), que se indican a continuación:

➤ Cálculo de R_o^j :

$$R_o^j = \frac{1}{h_e^j} \quad [9.6]$$

h_e^j : coeficiente de transferencia de calor exterior efectivo [W/m^2K]:

$$h_e^j = \frac{h_o^j(E^j A_{fo}^j + A_{po}^j)}{A_o^j} \quad [9.7]$$

E^j : rendimiento térmico de la aleta.

$$E^j = \frac{e^{m^j b^j} - e^{-m^j b^j}}{e^{m^j b^j} + e^{-m^j b^j}} \frac{1}{m^j b^j} \quad [9.8]$$

$$\text{siendo} \begin{cases} m^j = \left(\frac{h_o^j}{6k_f^j t_f^j} \right)^{0.5} \\ b^j = \left(l_f^j + \frac{t_f^j}{2} \right) \left(1 + 0.035 \ln \left(\frac{d_f^j}{d_o^j} \right) \right) \end{cases}$$

k_f^j : conductividad media del material de la aleta a su temperatura media [W/mK]

l_f^j : altura de la aleta [m]

t_f^j : espesor medio de la aleta [m]

d_f^j : diámetro exterior de las aletas [m]

d_o^j : diámetro exterior del tubo desnudo [m]



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

A_{fo}^j : área superficial de la aleta por unidad de longitud de tubo [m^2/m]

A_{po}^j : área superficial exterior del tubo desnudo expuesta por unidad de longitud de tubo [m^2/m]

h_o^j : coeficiente de transferencia de calor medio exterior real [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]:

$$h_o^j = \frac{1}{R_{fo}^j + \left(\frac{1}{h_c^j + h_r^j} \right)} \quad [9.9]$$

R_{fo}^j : resistencia de ensuciamiento exterior referida a la superficie total exterior [$\text{m}^2\text{K}/\text{W}$]

h_r^j : coeficiente medio de transferencia de calor por radiación exterior [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]

h_c^j : coeficiente de transferencia de calor convectivo exterior medio real [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]:

$$h_c^j = J^j G_n^j c_{pb}^j \left(\frac{k_b^j}{c_{pb}^j \mu_b^j} \right)^{0.67} \quad [9.10]$$

siendo:

k_b^j : conductividad térmica media del fluido exterior (gases) a su temperatura media [W/mK]

c_{pb}^j : calor específico a presión constante del fluido exterior (gases) a la temperatura media [J/kgK]

μ_b^j : viscosidad dinámica media del fluido exterior (gases) a la temperatura media [$\text{Pa}\cdot\text{s}$]



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

G_n^j : gasto másico del fluido exterior (gases) referido al área neta libre en una fila de tubos [kg/sm²]

J^j : factor de transferencia de calor de Colburn

$$J^j = C_1^j C_3^j C_5^j \left(\frac{d_f^j}{d_o^j} \right)^{0.5} \left(\frac{T_b^j + 460}{T_s^j + 460} \right)^{0.25} \quad [9.11]$$

T_b^j : temperatura media del fluido exterior (gases) [°F]

T_s^j : temperatura media de la superficie de la aleta [°F]

Una buena estimación de la temperatura media de la superficie de la aleta [°F] se puede obtener, de acuerdo con lo indicado en la *referencia* (9), mediante la siguiente expresión:

$$T_s^j = T_{wbase}^j + (T_b^j - T_{wbase}^j) \cdot (1.42 - 1.4E^j) \quad [9.12]$$

donde T_{wbase}^j es la temperatura de la base de la aleta [°F], y que se puede estimar de acuerdo con:

$$T_{wbase}^j = T_{fint}^j + q^j (R_{wo}^j + R_{io}^j) \quad [9.13]$$

donde:

T_{fint}^j : temperatura media del fluido interior

$$q^j = U_o^j (T_b^j - T_{fint}^j) \quad [9.14]$$

C_1^j : factor de corrección del número de Reynolds

C_3^j : factor de corrección por geometría de las aletas

C_5^j : factor de corrección por la disposición de los tubos



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

$$\begin{cases} C_1^j = 0.091 Re_g^{j-0.25}, \text{ con } Re_g = \frac{G_n d_o}{\mu_b} \\ C_3^j = 0.35 + 0.65 e^{-0.25 \left(\frac{l_f^j}{s_f^j} \right)} \\ C_5^j = 0.7 - \left(0.7 - 0.8 e^{-0.15 N_r^{j2}} \right) e^{-\frac{P_l^j}{P_t^j}} \end{cases}$$

Re_g^j : número de Reynolds correspondiente al flujo exterior (gases)

s_f^j : distancia libre entre aletas [m]

P_l^j : distancia entre filas de tubos [m]

P_t^j : distancia entre tubos en una fila [m]

➤ Cálculo de R_{io}^j :

$$R_{io}^j = \left(\frac{1}{h_i^j} + R_{fi}^j \right) \left(\frac{A_o^j}{A_i^j} \right) \quad [9.15]$$

R_{fi}^j : resistencia de ensuciamiento interior basada en la superficie interior [m²K/W]

A_i^j : área de la superficie total interior por unidad de longitud de tubo [m²/m]

h_i^j : coeficiente de transferencia de calor interior [W/m²K]

para el cálculo de h_i^j , se han elegido, de acuerdo con lo indicado en la *referencia* (10), las siguientes correlaciones en función del número de Reynolds y del número de Prandtl. Aunque se proporcionan correlaciones para los regímenes laminar y turbulento, hay que indicar, que en este tipo de casos se trabaja siempre en régimen turbulento para favorecer la transferencia de calor:



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

$$Nu_i^j = \frac{h_i^j d_i^j}{k_{f\ int}^j} = 4.36 \leftarrow Re_{f\ int} < 2300$$

[9.16]

$$Nu_i^j = \frac{h_i^j d_i^j}{k_{f\ int}^j} = 0.023 Re_{f\ int}^{0.8} Pr_{f\ int}^{0.4} \leftarrow \begin{cases} Re_{f\ int} > 1000 \\ 0.6 \leq Pr_{f\ int} \leq 160 \end{cases}$$

d_i^j : diámetro interior del tubo [m]

$k_{f\ int}^j$: conductividad del fluido interior [W/mK]

➤ Cálculo de R_{wo}^j :

$$R_{wo}^j = \frac{t_w^j}{12k_w^j} \frac{A_o^j}{A_w^j}$$

[9.17]

t_w^j : espesor medio de la pared del tubo [m]

k_w^j : conductividad térmica media del material del tubo a la temperatura de la pared de tubo [W/mK]

A_w^j : área media de pared de tubo por unidad de longitud [m²/m]

9.1.2. CÁLCULO DE LA PÉRDIDA DE CARGA EN EL LADO GAS

Se va a utilizar la expresión descrita en la *referencia* (8), por la cual se obtiene la caída de presión en el lado del gas [inWC]:

$$\Delta P_g^j = \frac{(f_g^j + a) G_n^{j^2} N_r^j}{\rho_b^j \cdot 1.083e9}$$

[9.18]

donde:

ρ_b^j : densidad del fluido exterior (gases) a su temperatura media [lb/ft³]

f_g^j : factor de fricción de Fanning (de acuerdo con la *referencia* (9))

$$f_g^j = C_2^j C_4^j C_6^j \left(\frac{d_f^j}{d_o^j} \right)^{0.5} \quad [9.19]$$

C_2^j : factor de corrección del número de Reynolds

C_4^j : factor de corrección por geometría de las aletas

C_6^j : factor de corrección por la disposición de los tubos

$$\left\{ \begin{array}{l} C_2^j = 0.075 + 1.85 Re_g^j{}^{-0.3} \\ C_4^j = 0.11 \left(0.05 \frac{P_t^j}{d_o^j} \right)^{-0.7} \left(\frac{l_f^j}{s_f^j} \right)^{0.2} \\ C_6^j = 1.1 + \left(1.8 - 2.1 e^{-0.15 N_r^{j^2}} \right) e^{-2 \frac{P_l^j}{P_t^j}} - \left(0.7 - 0.8 e^{-0.15 N_r^{j^2}} \right) e^{-0.6 \frac{P_l^j}{P_t^j}} \end{array} \right.$$

a : término de caída de presión por pérdida de aceleración

$$a^j = \frac{(1 + B^{j^2})(T_{gout}^j - T_{gin}^j)}{4N_r^j (460 + T_b^j)} \quad [9.20]$$

T_{gout}^j : temperatura del gas a la salida del intercambiador [°F]

T_{gin}^j : temperatura del gas a la entrada del intercambiador [°F]

B^j : factor de caída de presión por contracción del área de flujo

$$B^j = \left(\frac{A_n^j}{A_d^j} \right)^2 \quad [9.21]$$

A_n^j : área neta libre de flujo del fluido exterior (gases) en una fila de tubos [m²]

A_d^j : área transversal total del cerramiento del HRSG [m²]



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

9.1.3. CÁLCULO DE ÁREAS

A : Área de transferencia de calor [m^2] (ya definida en la expresión [9.4])

$$A = L_e N_r N_t A_o$$

A_{fo} : área superficial de la aleta por unidad de longitud de tubo [m^2/m]

$$A_{fo} = 2 \cdot n_f \left[\pi \left(\frac{d_f^2 - d_o^2}{4} \right) \right] + n_f \cdot \pi \cdot d_f \cdot t_f \quad [9.22]$$

A_{po} : área superficial exterior del tubo desnudo expuesta por unidad de longitud de tubo [m^2/m]

$$A_{po} = (1 - n_f \cdot t_f) \pi \cdot d_o \quad [9.23]$$

A_o : área total de la superficie exterior por unidad de longitud de tubo [m^2/m]

$$A_o = A_{fo} + A_{po} \quad [9.24]$$

A_i : área de la superficie total interior por unidad de longitud de tubo [m^2/m]

$$A_i = \pi \cdot d_i \quad [9.25]$$

A_w : área media de pared de tubo por unidad de longitud [m^2/m]

$$A_w = \frac{A_o - A_i}{2} \quad [9.26]$$

A_d : área transversal total del cerramiento del HRSG [m^2]

$$A_d = W \cdot H \quad [9.27]$$

A_t : área transversal ocupada por una fila de tubos [m^2]

$$A_t = N_t (d_o + 2 \cdot n_f \cdot t_f \cdot l_f) L_e \quad [9.28]$$



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

A_n : área neta libre de flujo del fluido exterior (gases) en una fila de tubos [m²]

$$A_n = A_d - A_t \quad [9.29]$$

donde n_f es la densidad de aletas en el tubo.

9.1.4. CÁLCULO DE LA PÉRDIDA DE CARGA EN EL LADO AGUA / VAPOR

Para el cálculo de la pérdida de carga del flujo interno en los tubos, se van a utilizar las siguientes expresiones:

Fórmula de Colebrook para la obtención del factor de fricción, según la *referencia* (11):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -0.87 \ln \left(\frac{k/d_i}{3.71} + \frac{2.51}{Re_{f \text{ int}} \sqrt{\lambda}} \right) = -2 \log \left(\frac{k/d_i}{3.71} + \frac{2.51}{Re_{f \text{ int}} \sqrt{\lambda}} \right) \quad [9.30]$$

con:

$$Re_{f \text{ int}} = \frac{\rho_{f \text{ int}} \cdot v_{f \text{ int}} \cdot d_i}{\mu_{f \text{ int}}}; \quad v_{f \text{ int}} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{f \text{ int}}}{\rho_{f \text{ int}} \pi \cdot d_i^2}$$

Expresión para la pérdida de carga:

$$\Delta P = \frac{\lambda}{2d} L \rho v_m^2 \quad [9.31]$$

Por otra parte, se ha tenido en cuenta la pérdida de carga propiciada por los cambios de dirección que sufre el fluido interior a lo largo del intercambiador en función del número de filas de tubos calculado.

De acuerdo con la *referencia* (12), se ha utilizado la expresión siguiente para estimar la longitud equivalente en codos de 180°.

$$L_{eq} = 50 \cdot d_o$$



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

9.1.5. CÁLCULO MECÁNICO DE LOS TUBOS

El cálculo mecánico de las tuberías sometidas a presión se ha realizado de acuerdo con lo indicado en la *referencia* (7), utilizando la siguiente expresión:

$$P = \frac{2SE \cdot (t_w - A_{corr})}{d_o - 2\gamma(t_w - A_{corr})} > P_d \quad [9.32]$$

P : presión admisible de trabajo

S : tensión admisible a la temperatura de diseño

Eff : eficiencia de la unión

t_w : espesor de la pared del tubo

d_o : diámetro exterior del tubo

A_{corr} : sobreespesor de corrosión

γ : coeficiente corrector por temperatura

P_d : presión de diseño



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

Para el cálculo de la tensión máxima admisible, se ha tenido en cuenta la influencia de la temperatura, de acuerdo con lo especificado en la *referencia* (7). A continuación se muestra el efecto de la temperatura en la tensión admisible para los materiales considerados según el apartado 8.3:

Tabla 9: Tensión admisible en función de la temperatura [ksi]

TENSIÓN ADM. MÁX. en función de	T (F) T (K) T (C)	100	200	300	400	500	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200
Material	Composición	ksi	ksi	ksi	ksi	ksi	ksi	ksi	ksi	ksi	ksi	ksi	ksi	ksi	ksi	ksi	ksi	ksi	ksi
A 178A	Acero al carbono	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	9,8	9,1	7,7								
A 178C	Acero al carbono	12,8	12,8	12,8	12,8	12,8	12,8	12,8	12,2	11,0	9,2								
A 192	Acero al carbono	11,8	11,8	11,8	11,8	11,8	11,8	11,8	11,5	10,7	9,0								
A 210A1	Acero al carbono	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	14,4	13,0	10,8								
A 210C	Acero al carbono	17,5	17,5	17,5	17,5	17,5	17,5	17,5	16,6	14,8	12,0								
A 213-T11	1,25Cr-0,5Mo-Si	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	14,8	14,4	14,0	13,6	9,3	6,3	4,2	2,8		
A 213-T22	2,25Cr-1Mo	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	14,4	13,6	10,8	8,0	5,7	3,8		
A 213-T91	9Cr-1Mo-V	21,3	21,3	21,2	21,2	21,1	20,8	20,5	20,0	19,4	18,7	17,8	16,7	15,5	14,3	12,9	9,6	7,0	4,3
A 213-TP304H	18Cr-8Ni	18,8	17,8	16,6	16,2	15,9	15,9	15,9	15,9	15,6	15,2	14,9	14,7	14,4	13,8	12,2	9,8	7,7	6,1
A 213-TP347H	18Cr-10Ni-Cb	18,8	17,9	16,4	15,5	14,9	14,7	14,7	14,7	14,7	14,7	14,7	14,7	14,6	14,4	14,1	13,0	10,5	7,9
A 213-TP321H	18Cr-10Ni-Ti	18,8	18,4	17,3	17,1	17,1	16,4	16,1	15,8	15,7	15,5	15,4	15,3	15,2	14,0	11,7	9,1	6,9	5,4
A 213	21-Cr-11Ni-N	24,9	24,7	23,3	22,4	21,8	21,4	21,2	21,0	20,8	20,6	20,3	20,0	19,1	14,9	11,6	9,0	6,9	5,2
B 407 N08800	Ni-Cr-Fe	18,7	18,7	18,7	18,7	18,7	18,7	18,6	18,6	18,6	18,5	18,3	18,2	17,9	17,6	17,0	13,0	9,8	6,6



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

Tabla 10: Tensión admisible en función de la temperatura [MPa]

TENSIÓN ADM. MÁX. en función de	T (F)	100	200	300	400	500	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200
	T (K)	311	366	422	477	533	589	616	644	672	700	727	755	783	811	839	866	894	922
	T (C)	38	93	149	204	260	316	343	371	399	427	454	482	510	538	566	593	621	649
Material	Composición	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa
A 178A	Acero al carbono	69,0	69,0	69,0	69,0	69,0	69,0	69,0	67,6	62,7	53,1								
A 178C	Acero al carbono	88,3	88,3	88,3	88,3	88,3	88,3	88,3	84,1	75,8	63,4								
A 192	Acero al carbono	81,4	81,4	81,4	81,4	81,4	81,4	81,4	79,3	73,8	62,1								
A 210A1	Acero al carbono	103,4	103,4	103,4	103,4	103,4	103,4	103,4	99,3	89,6	74,5								
A 210C	Acero al carbono	120,7	120,7	120,7	120,7	120,7	120,7	120,7	114,5	102,0	82,7								
A 213-T11	1,25Cr-0,5Mo-Si	103,4	103,4	103,4	103,4	103,4	103,4	103,4	103,4	102,0	99,3	96,5	93,8	64,1	43,4	29,0	19,3		
A 213-T22	2,25Cr-1Mo	103,4	103,4	103,4	103,4	103,4	103,4	103,4	103,4	103,4	103,4	99,3	93,8	74,5	55,2	39,3	26,2		
A 213-T91	9Cr-1Mo-V	146,9	146,9	146,2	146,2	145,5	143,4	141,3	137,9	133,8	128,9	122,7	115,1	106,9	98,6	88,9	66,2	48,3	29,6
A 213-TP304H	18Cr-8Ni	129,6	122,7	114,5	111,7	109,6	109,6	109,6	109,6	107,6	104,8	102,7	101,4	99,3	95,2	84,1	67,6	53,1	42,1
A 213-TP347H	18Cr-10Ni-Cb	129,6	123,4	113,1	106,9	102,7	101,4	101,4	101,4	101,4	101,4	101,4	101,4	100,7	99,3	97,2	89,6	72,4	54,5
A 213-TP321H	18Cr-10Ni-Ti	129,6	126,9	119,3	117,9	117,9	113,1	111,0	108,9	108,3	106,9	106,2	105,5	104,8	96,5	80,7	62,7	47,6	37,2
A 213	21-Cr-11Ni-N	171,7	170,3	160,7	154,4	150,3	147,6	146,2	144,8	143,4	142,0	140,0	137,9	131,7	102,7	80,0	62,1	47,6	35,9
B 407 N08800	Ni-Cr-Fe	128,9	128,9	128,9	128,9	128,9	128,9	128,2	128,2	128,2	127,6	126,2	125,5	123,4	121,4	117,2	89,6	67,6	45,5

9.2. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA UN INTERCAMBIADOR

En primer lugar se ha comenzado preseleccionando el material más adecuado para cada intercambiador en función de las presiones y temperaturas a las que en principio están sometidos cada uno de ellos.

Este proceso de selección, se ha realizado conjuntamente con el cálculo hidráulico, ya que al tener limitada la velocidad del fluido interior, la sección mínima está limitada, y ésta tiene una influencia directa en la tensión máxima admisible que es capaz de aguantar el material, de acuerdo con la expresión [9.32].

$$P = \frac{2SE \cdot (t_w - A_{corr})}{d_o - 2y(t_w - A_{corr})}$$

A continuación se muestran los materiales preseleccionados para cada intercambiador:

Tabla 11: Preselección de materiales

INTERC	Pto Gas	T max ext (C)	P ext (MPa)	Pto Vapor	P max int (MPa)	MATERIAL
SUP	4g	590	0,104	15s	15,180	B 407 N08800 Ni-Cr-Fe
REH	5g	573	0,104	20s	2,675	A 213-T22 2,25Cr-1Mo
SOBR HI	6g	511	0,104	14s	16,500	A 213-TP321H 18Cr-10Ni-Ti
EVAP HI	7g	451	0,104	13sP1	20,625	A 213 21-Cr-11Ni-N
SOB MED	8g	374	0,103	9s	3,036	A 178A Acero al carbono
SOB LO	9g	363	0,103	4s	0,216	A 178A Acero al carbono
ECO HI	10g	357	0,103	12s	22,000	A 213-T91 9Cr-1Mo-V
EVAP MED	11g	303	0,102	8sP1	3,795	A 210A1 Acero al carbono
ECO MED	12g	242	0,102	7s	4,048	A 178A Acero al carbono
EVAP LO	13g	182	0,102	3sP1	0,270	A 210A1 Acero al carbono
ECO LO	14g	130	0,102	2s	0,288	A 178A Acero al carbono

Elegido el material, y considerando un “ancho de cerramiento de caldera W” y un “alto de cerramiento de caldera H” dados, se procede de la siguiente forma:

1. Cálculo de la caída de presión admisible del fluido interior, en función del fluido interior que corresponda y según el intercambiador que se esté



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

calculando, de acuerdo con los datos de partida indicados en la Tabla 1 y las condiciones de diseño para intercambiadores mencionadas en el apartado 8.2.

Para economizadores y evaporadores: 25%

Para sobrecalentadores, recalentadores y *superheater*: 8%

2. Cálculo de la caída de presión admisible del fluido exterior, suponiendo, en principio, que la caída de presión total definida en la Tabla 1 (ΔP_{HRSG}), se reparte por igual a lo largo de todos los intercambiadores del HRSG.
3. Cálculo del calor transferido en el intercambiador, de acuerdo con la expresión [9.1]⁶.

$$Q^j = m_{si}^j \cdot (h_{(i+1)s}^j - h_{(i)s}^j)$$

4. Cálculo de la Diferencia de temperaturas logarítmica media, de acuerdo con la expresión [9.3].

$$\Delta T_{lm}^j = \frac{(T_{gin}^j - T_{f\ int\ out}^j) - (T_{gout}^j - T_{f\ int\ in}^j)}{\ln \frac{(T_{gin}^j - T_{f\ int\ out}^j)}{(T_{gout}^j - T_{f\ int\ in}^j)}}$$

5. Cálculo de la temperatura media del fluido exterior (T_b)

$$T_b = \frac{T_{g\ in} + T_{g\ out}}{2}$$

6. Cálculo de la presión media del fluido exterior (P_b)

$$P_b = \frac{P_{g\ in} + P_{g\ out}}{2}$$

7. Determinación de la viscosidad dinámica del fluido exterior a la temperatura media T_b , (μ_b), de acuerdo con el apartado 6.1.5.
8. Determinación de la densidad del fluido exterior a la temperatura media T_b , (ρ_b)
9. En función de si el intercambiador calculado es un evaporador⁷ o no, se calcula lo siguiente:

⁶ Los calores transferidos en cada intercambiador aparecen reflejados en la Tabla 7

⁷ En el caso de los evaporadores, se asume una recirculación de agua del 90% del gasto total que circula por los mismos, de acuerdo con las condiciones de diseño indicadas en el apartado



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

a. Gasto másico interior:

Para intercambiador: $\dot{m}_{f \text{ int}}$

Para evaporador: \dot{m}_{recirc}

b. Presión media del fluido interior:

Para intercambiador: $P_{f \text{ int}} = (P_{f \text{ int in}} + P_{f \text{ int out}}) / 2$

Para evaporador: $P_{f \text{ int}} = P_{\text{evap}}$

c. Temperatura media del fluido interior:

Para intercambiador: $T_{f \text{ int}} = (T_{f \text{ int in}} + T_{f \text{ int out}}) / 2$

Para evaporador: $T_{f \text{ int}} = T_{\text{evap}}$

d. Densidad media interior ($\rho_{f \text{ int}}$)

e. Viscosidad media interior ($\mu_{f \text{ int}}$)

f. Calor específico a presión constante medio interior ($c_{p f \text{ int}}$)

g. Conductividad media interior ($k_{f \text{ int}}$)

h. Número de Prandtl medio interior ($Pr_{f \text{ int}}$)

10. Asignación de un valor inicial para la temperatura media de la superficie media de la aleta (T_s)

11. Cálculo del área transversal del HRSG, de acuerdo con la expresión [9.27]

$$A_d = W \cdot H$$

12. Determinación del calor específico a presión constante de los gases a la temperatura media T_b , ($c_{p b}$)

13. Determinación de la conductividad del fluido exterior a la temperatura media T_b , (k_b)

14. Se definen las resistencias de ensuciamiento exterior e interior previstas (R_{fo} / R_{fi})

8.4.2. Por otra parte, se asume para éstos, que las propiedades del fluido interior son las correspondientes al agua líquida en condiciones de saturación.



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

15. Se define el coeficiente medio de transferencia de calor por radiación exterior h_r , que en este caso, de acuerdo con lo indicado en el apartado 8, se considera de valor nulo.
16. A continuación se procede a definir las variables geométricas de los tubos:
 - a. Diámetro exterior (d_o) y espesor (t_w)
 - b. Longitud de aleta (l_f)
 - c. Densidad de aleteado (n_f)
 - d. Espesor medio de aleta (t_f)

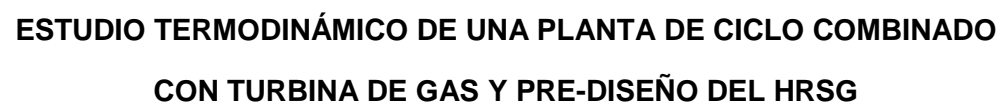
procediendo como se indica en el diagrama de flujo que se mostrará en la Figura 41.

Como información previa a este diagrama, se indica lo siguiente:

Las variables geométricas de los tubos del intercambiador, se han definido en el programa de cálculo en forma de vectores, de forma que se van a obtener todas las soluciones posibles del intercambiador con cada una de ellas, almacenando todos los valores calculados para cada solución en una matriz llamada "ND".

En paralelo, de cada solución se almacenan los parámetros calculados correspondientes a los criterios de optimización en la matriz llamada "NR".

Fijado el criterio de optimización (por ejemplo menor cantidad de material utilizado), se extrae de la matriz NR la posición de la solución óptima y con ésta, se extraen todos los resultados correspondientes a dicha solución de la matriz "ND", para el ancho "W" y alto "H" de cerramiento de caldera definidos.





ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

De acuerdo con el diagrama anterior, para cada posibilidad geométrica de tubo aleteado, se realiza el procedimiento de cálculo indicado anteriormente. Dado que existen numerosas restricciones para conseguir una solución que cumpla todos los criterios de diseño, no todas las combinaciones de parámetros geométricos posibles proporcionan una solución válida. Por tanto, sólo se almacenan las combinaciones de variables geométricas para las cuales se ha obtenido solución, así como el resto de parámetros de cálculo asociados a dicha solución (coeficiente de transferencia de calor, área de intercambio, masa del intercambiador, etc.). A continuación, elegido un criterio de optimización, se obtiene la geometría del intercambiador que proporciona la solución óptima según este criterio, así como el resto de parámetros y valores calculados para dicho intercambiador.



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

9.3. CÁLCULO DE TODOS LOS INTERCAMBIADORES DEL HRSG PARA UN ANCHO Y ALTO DE CERRAMIENTO DE CALDERA DEFINIDOS

El procedimiento descrito en el apartado anterior, es válido para calcular todos los intercambiadores del HRSG, ya que discrimina entre los intercambiadores gas-agua, evaporadores e intercambiadores gas-vapor de agua. Por tanto, para calcular todos ellos, se ha repetido el proceso anterior de forma individual, almacenando la solución obtenida para cada uno de ellos en una matriz (de acuerdo con el criterio de optimización elegido). En este caso, cada fila de la matriz, corresponde con la solución de cada intercambiador, y cada columna con una característica de diseño del mismo.

La estructura en la que se presentará más adelante una solución concreta para un ancho y un alto de cerramiento del HRSG, y para un criterio de optimización concreto, será la siguiente:

	d_o	t_w	l_f	n_f	t_f	N_t	...
ECO LO							
ECO MED							
ECO HI							
EVAP LO							
EVAP MED							
EVAP HI							
SOB LO							
SOB MED							
SOB HI							
REH							
SUP							

9.4. CÁLCULO DE SOLUCIONES GLOBALES

Como se indicó anteriormente, no solo se va a calcular los intercambiadores del HRSG para un “ancho” y un “alto” de cerramiento de caldera dados, sino que se van a fijar límites superior e inferior de estas dos variables y un paso de variación de los mismos, de forma que se van a obtener todas las soluciones posibles con estos parámetros de acuerdo al procedimiento de cálculo descrito en este apartado 9.

Los resultados se van a almacenar en una matriz de matrices, de forma que cada fila representa un valor de ancho “W” y cada columna un valor de alto “H” de cerramiento de caldera.

Por tanto, cada celda representa la solución para cada par (W,H) dado, es decir, cada celda contiene una matriz solución como la indicada en el apartado 9.3 para todos los intercambiadores del HRSG. En el caso de que para un par (W,H) dado, no exista solución que cumpla con todos los criterios de diseño definidos para todos los intercambiadores, se muestra en la celda correspondiente el valor 0.

	H_1	H_2	H_3	H_4	H_5	H_6	H_7	...	H_{Max}
W_1	0	0	0	0	0	0	0	...	0
W_2	0	0	0	Sol	Sol	Sol	Sol	...	Sol
W_3	0	0	Sol	Sol	Sol	Sol	Sol	...	Sol
W_4	0	Sol	Sol	Sol	Sol	Sol	Sol	...	Sol
...	Sol
W_{Max}	Sol	Sol	Sol	Sol	Sol	Sol	Sol	...	Sol



10. RESULTADOS DEL PREDIMENSIONADO DE LOS INTERCAMBIADORES DEL HRSG

10.1. RESULTADOS GLOBALES

Como se ha indicado anteriormente, se ha desarrollado un modelo de cálculo que proporciona diferentes soluciones al problema de dimensionado de la caldera recuperadora.

Por una parte, las soluciones van a depender del volumen disponible para la caldera, por lo que se consideran como variables geométricas principales las dimensiones de ancho “W” y alto “H” del HRSG.

Valores de “ancho de cerramiento de caldera” considerados:

$$W_{min} = 9m$$

$$W_{Max} = 16m$$

$$Paso\ de\ ancho, P_W = 1m$$

Valores de “alto de cerramiento de caldera”:

$$H_{min} = 8m$$

$$H_{Max} = 25m$$

$$Paso\ de\ alto, P_H = 1m$$

Para cada par (W,H) considerado, se estudian las siguientes variables:

Variables geométricas para los tubos de los intercambiadores de calor:

- Diámetros exteriores de tubos y espesores⁸ correspondientes de los mismos:

$$d_o = [42,16\ 48,26\ 60,3\ 73,02\ 88,9]\ mm$$

$$t_w = [3,556\ 3,683\ 3,912\ 5,156\ 5,486]\ mm$$

⁸ Para el caso del espesor t_w , se han considerado espesores Standard (STD)

- Longitud de aleta:

$$l_f = [9,525 \ 12,7 \ 15,875 \ 19,05 \ 25,4] \text{ mm}$$

Para evitar aletas demasiado largas en comparación con el diámetro exterior, se impone la restricción siguiente:

$$l_f \leq \frac{d_o}{1.9}$$

- Densidad de aleteado:

$$n_f = [78.74 \ 98.43 \ 118.11 \ 137.8 \ 157.48 \ 177.17] \text{ aletas/m}$$

- Espesor medio de aleta:

$$t_f = [1,27 \ 1,524 \ 2,667] \text{ mm}$$

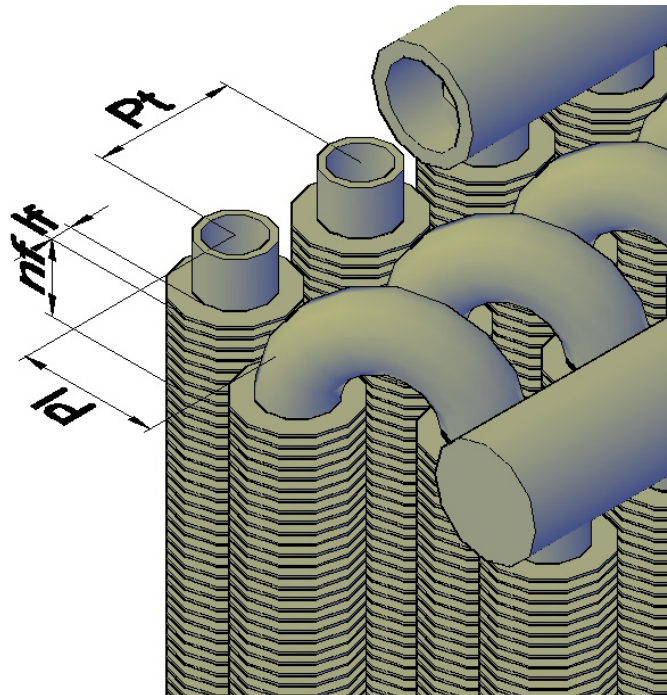


Figura 42: Intercambiador. Parámetros constructivos



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

En la matriz siguiente se muestran, de la forma indicada en el apartado 9.4, las combinaciones “ancho - alto” de cerramiento de la caldera recuperadora que tienen solución:

Tabla 12: Esquema de soluciones HRSG

		Alto HRSG "H" (m)																	
		8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
Ancho HRSG "W" (m)	9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL
	10	0	0	0	0	0	0	0	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL
	11	0	0	0	0	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL
	12	0	0	0	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL
	13	0	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL
	14	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL
	15	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL
	16	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

De acuerdo con la matriz anterior, todas las combinaciones (W,H) marcadas con “SOL”, tienen solución para todos los intercambiadores del HRSG. Sin embargo, dichas soluciones variarán en función del criterio de optimización elegido.

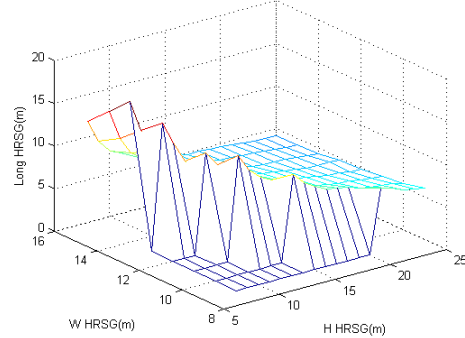
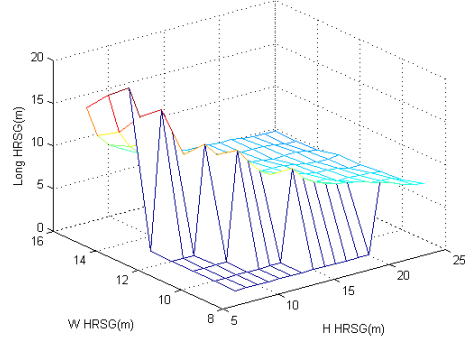
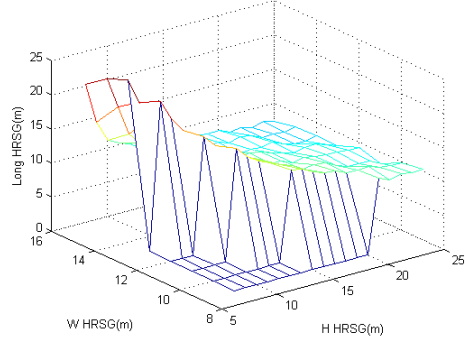
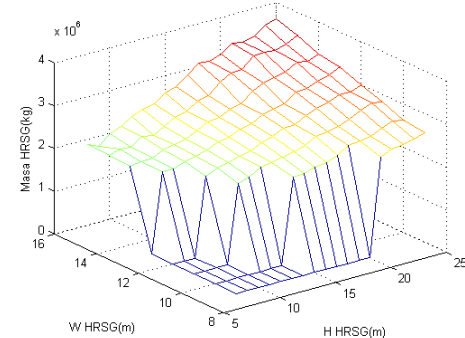
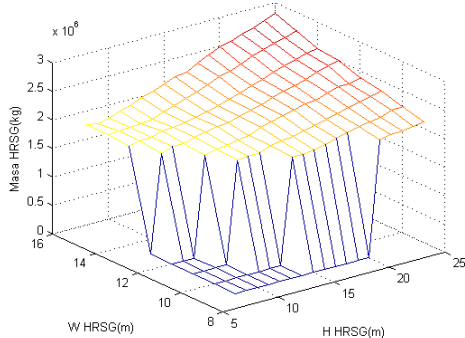
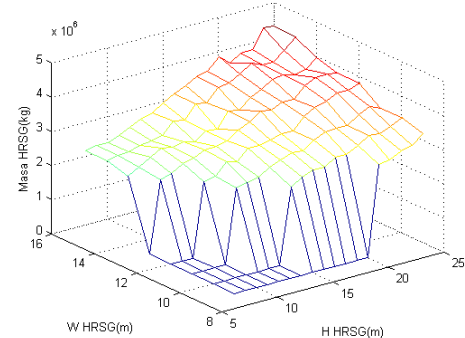
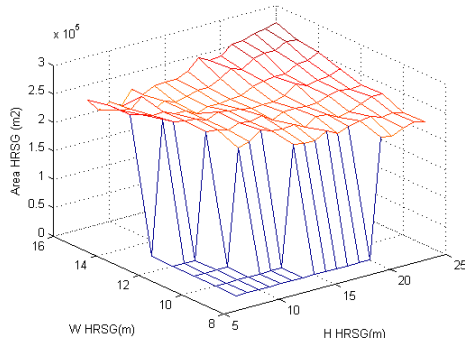
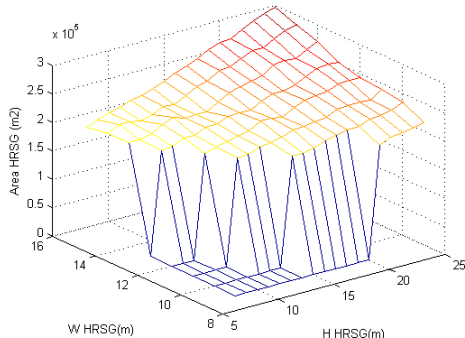
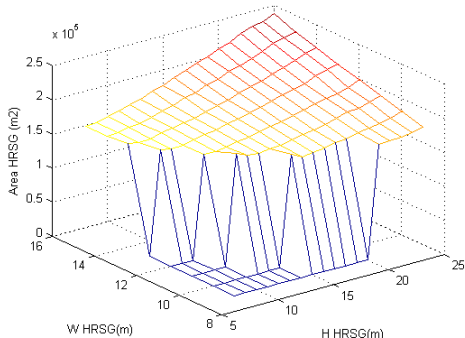
Para cada criterio elegido, se representan a continuación, varios gráficos que muestran la evolución de varios parámetros de los intercambiadores del HRSG, con el fin de que se tenga una visión de conjunto que ayude a tomar una decisión sobre las dimensiones a considerar para un diseño de caldera con más detalle. En concreto, se muestran los siguientes gráficos:

1. *Long IC_{HRSG} (m) – $W(m)$ - $H(m)$*
2. *Material empleado IC_{HRSG} (kg) - $W(m)$ - $H(m)$*
3. *Área total de transferencia (m^2) $_{HRSG}$ - $W(m)$ - $H(m)$*



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO
CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

10.1.1. COMPARATIVA DE CRITERIOS:

MÍNIMA LONGITUD DE INTERCAMBIADORES	MÍNIMA CANTIDAD DE MATERIAL EMPLEADO	MÍNIMA ÁREA DE TRANSFERENCIA
		
		
		
Minimiza la Longitud del HRSG. Penaliza ligeramente la Cantidad de material empleado para H bajas y bastante para H altas. Penaliza notablemente el Área de transferencia.	Minimiza la masa del HRSG. Penaliza ligeramente la Longitud del HRSG. Penaliza ligeramente el Área de transferencia para H bajas y mucho para H altas.	Minimiza el Área de transferencia total. Penaliza fuertemente la Longitud total. Penaliza notablemente la Cantidad de material para H bajas y mucho para H altas



10.2. RESULTADOS PARTICULARIZADOS

Tomando como base los resultados obtenidos anteriormente, se puede tener una cierta idea de cómo evolucionan diferentes parámetros de manera global con las dimensiones principales de la caldera.

Por tanto, dichos gráficos pueden servir de ayuda durante el proceso de diseño en el que, debido a que de forma general la optimización de un parámetro conlleva en mayor o menor medida la penalización del resto, seguramente se tenga que llegar a una solución de compromiso entre varios parámetros, como por ejemplo coste, dimensiones del HRSG, peso, etc. Además pueden ser de utilidad para acotar posibles soluciones en función de restricciones que puedan estar ya impuestas en el caso de modificaciones de plantas existentes.

En relación con lo indicado anteriormente, una restricción que suele aparecer con frecuencia en este tipo de diseños, suele provenir de los estándares de longitud de tubo aleteado disponibles en el mercado, ya que su adaptación “a medida” a unas dimensiones concretas de alto de caldera posiblemente provoque un aumento desproporcionado de su coste. Por tanto, seguramente la altura de los intercambiadores del HRSG, se verá fuertemente condicionada por las longitudes de tubo aleteado disponibles.

10.2.1. SOLUCIONES SEGÚN DISTINTOS CRITERIOS DE OPTIMIZACIÓN PARTICULARIZADOS PARA W=13m H=13m

MÍNIMA LONGITUD

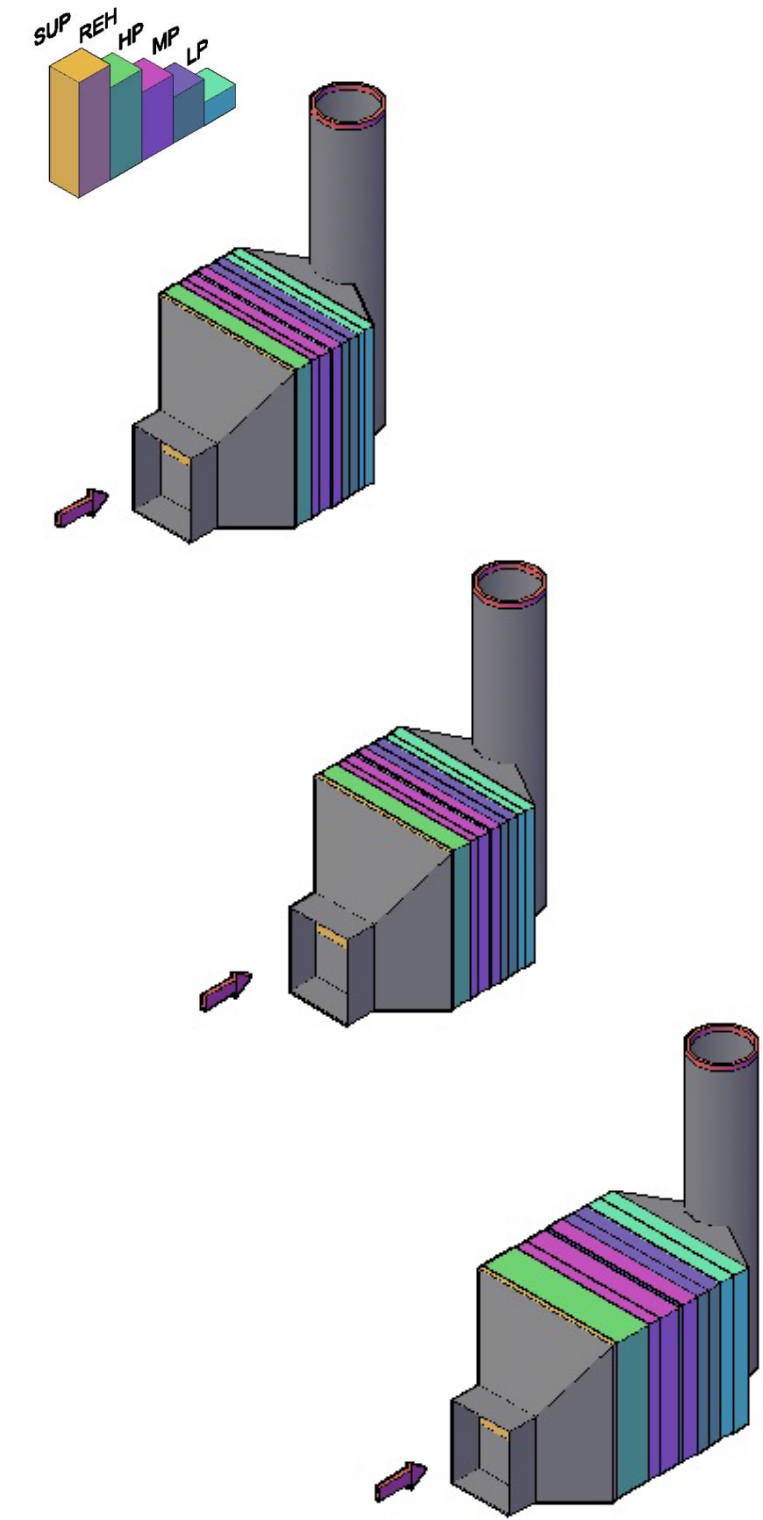
	do (mm)	tw (mm)	lf (mm)	nf (1/m)	tf (mm)	Nt	Nr	Pt(mm)	Pl(mm)	Uo(W/m ² K)	Le (m)	A (m ²)	Long (m)	M (T)
ECO LO	42,164	3,556	9,525	177,17	2,667	208	14	62,21	62,21	61,56	12,94	26704	0,87	350,60
ECO MED	42,164	3,556	9,525	177,17	1,27	208	14	62,21	62,21	55,16	12,94	26146	0,87	235,22
ECO HI	42,164	3,556	9,525	157,48	1,27	205	14	63,21	63,21	52,91	12,94	23450	0,88	220,32
EVAP LO	42,164	3,556	9,525	157,48	2,667	208	11	62,21	62,21	65,67	12,94	19086	0,68	256,24
EVAP MED	42,164	3,556	9,525	177,17	1,27	208	13	62,21	62,21	56,67	12,94	24279	0,81	218,42
EVAP HI	73,025	5,1562	25,4	157,48	1,524	104	8	124,83	124,83	29,79	12,88	29366	1,00	256,17
SOB LO	48,26	3,683	9,525	78,74	1,27	184	1	70,31	70,31	30,51	12,93	1023	0,07	13,14
SOB MED	42,164	3,556	9,525	157,48	1,27	202	2	64,21	64,21	31,81	12,94	3301	0,13	31,01
SOB HI	42,164	3,556	15,875	157,48	1,27	173	10	74,91	74,91	33,38	12,93	23793	0,75	180,91
REH	73,025	5,1562	25,4	118,11	1,27	103	11	125,83	125,83	23,14	12,87	30757	1,38	266,33
SUP	42,164	3,556	12,7	137,8	1,27	174	4	74,56	74,56	35,78	12,93	6744	0,30	58,69

MÍNIMA CANTIDAD DE MATERIAL

	do (mm)	tw (mm)	lf (mm)	nf (1/m)	tf (mm)	Nt	Nr	Pt(m)	Pl(m)	Uo(W/m ² K)	Le (m)	A (m ²)	Long (m)	M (T)
ECO LO	42,164	3,556	9,525	177,17	1,27	208	16	62,21	62,21	56,70	12,94	29881	1,00	268,83
ECO MED	42,164	3,556	9,525	177,17	1,27	208	14	62,21	62,21	55,16	12,94	26146	0,87	235,22
ECO HI	42,164	3,556	9,525	157,48	1,27	205	14	63,21	63,21	52,91	12,94	23450	0,88	220,32
EVAP LO	42,164	3,556	9,525	157,48	1,27	208	12	62,21	62,21	60,25	12,94	20396	0,75	191,63
EVAP MED	42,164	3,556	9,525	177,17	1,27	208	13	62,21	62,21	56,67	12,94	24279	0,81	218,42
EVAP HI	73,025	5,1562	19,05	137,8	1,27	114	9	113,13	113,13	38,20	12,89	23390	1,02	218,81
SOB LO	48,26	3,683	9,525	78,74	1,27	184	1	70,31	70,31	30,51	12,93	1023	0,07	13,14
SOB MED	42,164	3,556	9,525	157,48	1,27	202	2	64,21	64,21	31,81	12,94	3301	0,13	31,01
SOB HI	42,164	3,556	12,7	137,8	1,27	186	11	69,56	69,56	40,42	12,93	19834	0,77	172,60
REH	73,025	5,1562	19,05	98,43	1,27	107	13	121,13	121,13	29,73	12,88	23811	1,57	256,98
SUP	42,164	3,556	15,875	98,43	1,27	173	4	74,91	74,91	37,80	12,93	6393	0,30	56,83

MÍNIMA ÁREA DE TRANSFERENCIA

	do (mm)	tw (mm)	lf (mm)	nf (1/m)	tf (mm)	Nt	Nr	Pt(m)	Pl(m)	Uo(W/m ² K)	Le (m)	A (m ²)	Long (m)	M (T)
ECO LO	48,26	3,683	9,525	78,74	2,667	190	21	68,31	68,31	74,30	12,93	22522	1,43	363,41
ECO MED	42,164	3,556	9,525	78,74	2,667	208	19	62,21	62,21	71,11	12,94	19870	1,18	309,74
ECO HI	48,26	3,683	9,525	78,74	2,667	182	19	71,31	71,31	62,80	12,93	19514	1,35	314,89
EVAP LO	60,325	3,9116	9,525	78,74	2,667	161	15	80,38	80,38	75,77	12,92	16575	1,21	283,23
EVAP MED	42,164	3,556	9,525	78,74	2,667	208	18	62,21	62,21	71,79	12,94	18824	1,12	293,43
EVAP HI	73,025	5,1562	9,525	78,74	2,667	118	17	110,08	110,08	53,57	12,89	16316	1,87	335,73
SOB LO	48,26	3,683	9,525	78,74	1,27	184	1	70,31	70,31	30,51	12,93	1023	0,07	13,14
SOB MED	60,325	3,9116	9,525	78,74	2,667	143	3	90,38	90,38	36,25	12,91	2942	0,27	50,27
SOB HI	42,164	3,556	9,525	78,74	1,524	193	16	67,21	67,21	52,15	12,93	15305	1,08	197,45
REH	88,9	5,4864	9,525	78,74	1,27	92	22	139,95	139,95	36,52	12,86	19498	3,08	362,33
SUP	42,164	3,556	9,525	78,74	2,667	175	6	74,21	74,21	46,66	12,93	5274	0,45	82,22





ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

10.2.2. SOLUCIONES PARTICULARIZADAS PARA DISTINTOS "W" Y "H" DEL HRSG Y UN MISMO CRITERIO:

A continuación, y a modo de ejemplo, se muestran varias soluciones concretas, correspondientes al criterio de "mínima área de transferencia"⁹, en concreto las señaladas en la tabla general de soluciones que se vuelve a mostrar a continuación:

Tabla 13: Soluciones particularizadas analizadas

		Alto HRSG "H" (m)																	
		8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
Ancho HRSG "W" (m)	9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL
	10	0	0	0	0	0	0	0	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL
	11	0	0	0	0	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL
	12	0	0	0	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL
	13	0	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL
	14	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL
	15	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL
	16	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL	SOL

⁹ Este criterio sería equivalente al de "mayor coeficiente de transferencia de calor" del intercambiador.

W=12m - H=11m

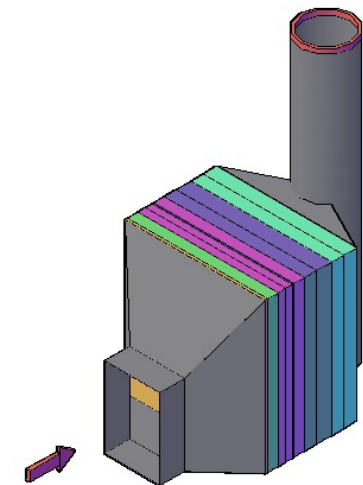
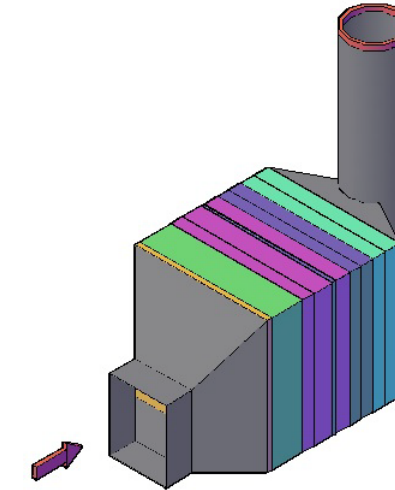
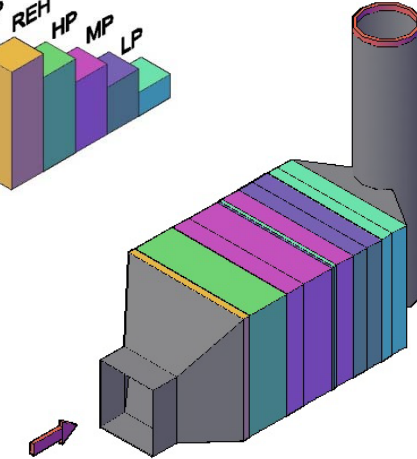
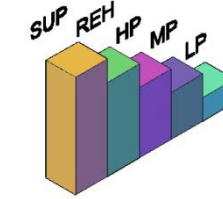
	do (mm)	tw (mm)	lf (mm)	nf (1/m)	tf (mm)	Nt	Nr	Pt(mm)	Pl(mm)	Uo(W/m ² K)	Le (m)	A (m ²)	Long (m)	M (T)
ECO LO	42,164	3,556	9,525	78,74	2,667	192	24	62,214	62,214	84,99	10,94	19586	1,49	305,40
ECO MED	42,164	3,556	9,525	78,74	2,667	186	23	64,214	64,214	78,38	10,94	18180	1,48	283,48
ECO HI	42,164	3,556	9,525	78,74	1,524	175	25	68,214	68,214	66,33	10,93	18328	1,71	236,54
EVAP LO	42,164	3,556	9,525	78,74	2,667	192	18	62,214	62,214	85,98	10,94	14690	1,12	229,05
EVAP MED	42,164	3,556	9,525	78,74	1,27	186	23	64,214	64,214	75,27	10,94	17872	1,48	219,80
EVAP HI	73,025	5,1562	9,525	78,74	1,27	98	24	122,075	122,075	54,15	10,88	15975	2,93	276,77
SOB LO	88,9	5,4864	9,525	78,74	2,667	83	2	142,950	142,950	24,05	10,86	1362	0,29	29,78
SOB MED	42,164	3,556	9,525	98,43	1,524	168	3	71,214	71,214	43,12	10,93	2456	0,21	29,29
SOB HI	42,164	3,556	9,525	78,74	1,27	155	23	77,214	77,214	53,54	10,92	14876	1,78	182,95
REH	88,9	5,4864	19,05	78,74	1,27	70	23	170,000	170,000	31,39	10,83	22818	3,91	291,96
SUP	42,164	3,556	12,7	78,74	1,524	137	7	87,564	87,564	46,06	10,91	5094	0,61	58,21

W=13m - H=13m

	do (mm)	tw (mm)	lf (mm)	nf (1/m)	tf (mm)	Nt	Nr	Pt(mm)	Pl(mm)	Uo(W/m ² K)	Le (m)	A (m ²)	Long (m)	M (T)
ECO LO	48,26	3,683	9,525	78,74	2,667	190	21	68,310	68,310	74,30	12,93	22522	1,43	363,41
ECO MED	42,164	3,556	9,525	78,74	2,667	208	19	62,214	62,214	71,11	12,94	19870	1,18	309,74
ECO HI	48,26	3,683	9,525	78,74	2,667	182	19	71,310	71,310	62,80	12,93	19514	1,35	314,89
EVAP LO	60,325	3,9116	9,525	78,74	2,667	161	15	80,375	80,375	75,77	12,92	16575	1,21	283,23
EVAP MED	42,164	3,556	9,525	78,74	2,667	208	18	62,214	62,214	71,79	12,94	18824	1,12	293,43
EVAP HI	73,025	5,1562	9,525	78,74	2,667	118	17	110,075	110,075	53,57	12,89	16316	1,87	335,73
SOB LO	48,26	3,683	9,525	78,74	1,27	184	1	70,310	70,310	30,51	12,93	1023	0,07	13,14
SOB MED	60,325	3,9116	9,525	78,74	2,667	143	3	90,375	90,375	36,25	12,91	2942	0,27	50,27
SOB HI	42,164	3,556	9,525	78,74	1,524	193	16	67,214	67,214	52,15	12,93	15305	1,08	197,45
REH	88,9	5,4864	9,525	78,74	1,27	92	22	139,950	139,950	36,52	12,86	19498	3,08	362,33
SUP	42,164	3,556	9,525	78,74	2,667	175	6	74,214	74,214	46,66	12,93	5274	0,45	82,22

W=14m - H=15m

	do (mm)	tw (mm)	lf (mm)	nf (1/m)	tf (mm)	Nt	Nr	Pt(mm)	Pl(mm)	Uo(W/m ² K)	Le (m)	A (m ²)	Long (m)	M (T)
ECO LO	48,26	3,683	9,525	78,74	2,667	204	19	68,31	68,31	65,2411679	14,93	25262	1,30	407,54
ECO MED	73,025	5,1562	9,525	78,74	2,667	150	16	93,075	93,075	63,6429412	14,91	22575	1,49	464,34
ECO HI	42,164	3,556	9,525	78,74	2,667	225	16	62,214	62,214	59,1089071	14,94	20898	1,00	325,70
EVAP LO	73,025	5,1562	9,525	78,74	2,667	150	13	93,075	93,075	67,6171988	14,91	18342	1,21	377,28
EVAP MED	60,325	3,9116	9,525	78,74	2,667	174	15	80,375	80,375	65,3702573	14,92	20687	1,21	353,38
EVAP HI	48,26	3,683	9,525	98,43	1,524	204	10	68,31	68,31	56,9714019	14,93	15260	0,68	189,21
SOB LO	48,26	3,683	9,525	78,74	1,27	204	1	68,31	68,31	27,9046933	14,93	1310	0,07	16,81
SOB MED	42,164	3,556	9,525	98,43	1,27	225	2	62,214	62,214	34,7101044	14,94	2987	0,12	33,64
SOB HI	42,164	3,556	9,525	78,74	2,667	221	12	63,214	63,214	51,1170352	14,94	15394	0,76	239,92
REH	60,325	3,9116	12,7	78,74	1,27	157	12	88,725	88,725	39,052868	14,91	18438	1,06	221,78
SUP	42,164	3,556	9,525	98,43	1,524	214	4	65,214	65,214	42,1478102	14,93	5701	0,26	67,94





ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

11. CONCLUSIONES

En la primera parte del estudio, se ha realizado el análisis termodinámico del ciclo combinado 107H, partiendo de una serie de datos de partida y unas condiciones de diseño definidas.

En la segunda parte, a partir del estudio termodinámico anterior, se ha abordado el *pre-dimensionado* de los intercambiadores que componen la caldera recuperadora de vapor, desarrollándose un procedimiento de cálculo que permite obtener diferentes soluciones maximizando o minimizando ciertos parámetros que puedan ser interesantes.

En realidad, estos dos estudios han de ir coordinados, ya que se puede dar el caso de conseguir un ciclo de potencia con buenas prestaciones desde el punto de vista termodinámico, pero que desde el punto de vista de transferencia de calor sea inalcanzable, problemático o costoso de conseguir.

Por ello, el diseño del ciclo debe llevarse a cabo realizando los estudios termodinámicos y de transferencia de calor de forma alternativa, tanto en el punto de diseño como fuera de él.

11.1. ESTUDIO TERMODINÁMICO DEL CICLO COMBINADO

Como se ha mostrado en los apartados 3 y 4, la temperatura de entrada a los primeros escalones de la turbina de gas, el sistema de refrigeración de la misma, la temperatura de escape de la turbina de gas y la temperatura de salida de gases en la chimenea de la caldera de recuperación de calor intervienen de forma decisiva en la potencia entregada por el ciclo, y consecuentemente en el rendimiento global.

- El aumento de la temperatura de entrada a la turbina de gas proporciona mayor potencia entregada por ésta.

Por otra parte, la temperatura de entrada a la turbina de gas está fuertemente relacionada con otras características de la misma como



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

son los materiales utilizados para la cámara de combustión y álabes de las primeras etapas así como el sistema de refrigeración.

➤ Sistema de refrigeración de la turbina de gas:

Sistemas de refrigeración vapor-aire en relación a sistemas “solo aire” proporcionan una doble ventaja. Por una parte, debido a que requieren un menor consumo de aire procedente del compresor, se tiene disponible una mayor cantidad de aire para su empleo en la cámara de combustión y de paso a través de la turbina de gas, con lo que se proporciona mayor potencia. Por otra parte, al utilizar para la refrigeración, vapor procedente del escape de la turbina de vapor de alta presión, se eleva la energía de éste antes de su paso por el recalentador, con lo que se disminuye la carga de recalentamiento necesaria. En el caso estudiado, de acuerdo con los valores obtenidos en la Tabla 4, se tiene una recuperación de 108 kW debido a este motivo.

➤ La temperatura de los gases de escape de la turbina de gas es otra característica fundamental en el caso de los ciclos combinados, ya que, a pesar de que pudiera pensarse que ésta ha de ser lo más baja posible, ha de tenerse en cuenta que en este tipo de ciclos, se produce una gran recuperación de energía de los gases de escape, por lo que no interesa que sea demasiado baja.

➤ La temperatura de salida de los gases en la chimenea interesa que sea lo más baja posible, aunque dentro de unos límites que asegure la ausencia de precipitación de compuestos corrosivos que puedan perjudicar la vida útil de la planta.

El número de niveles de presión de vapor de la caldera recuperadora está directamente relacionado con la energía recuperada de los gases de escape de la turbina de gas y por tanto con la temperatura de salida de chimenea.

Los factores anteriores influyen directamente en las prestaciones del ciclo combinado. En el caso estudiado, se obtienen 516,2 MW desarrollados por

la turbina de gas, mientras que el consumo del compresor es 240,2 MW, resultando una potencia neta del ciclo de gas de 276 MW.

Mediante los intercambiadores de la caldera recuperadora de calor, se consigue aprovechar un total de 318,3 MW, consiguiéndose transformar en potencia neta en el ciclo de vapor aproximadamente 109,3 MW, con lo que se obtiene una potencia total del ciclo combinado de 385,3 MW, con un rendimiento total del ciclo combinado de 0,53.

11.2. ESTUDIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Del análisis de las soluciones obtenidas para cada criterio de optimización de los intercambiadores de la caldera recuperadora, se ha observado las siguientes relaciones entre parámetros constructivos de los intercambiadores y los criterios estudiados:

- Criterio de “mínima área de transferencia”: en general, los parámetros más influyentes son las longitudes de aletas “ l_f ” y la densidad de aleteado de los tubos “ n_f ”. Valores bajos de “ l_f ” y “ n_f ” favorecen soluciones con menor área de transferencia.
- Criterio de “menor cantidad de material utilizado”: en líneas generales los parámetros más influyentes son, por orden de importancia, el espesor de las aletas “ t_f ”, el diámetro de los tubos “ d_o ” y la longitud de las aletas “ l_f ”. Valores bajos de los parámetros anteriores, favorecen un diseño de caldera con menor cantidad de material empleado.
- Criterio de “mínima longitud de intercambiadores”: los parámetros de mayor influencia son el diámetro de tubos “ d_o ” y las combinaciones del resto de parámetros que minimizan el número de filas de tubos “ N_r ”. Valores bajos de “ d_o ” y, en general, valores altos de densidad de aleteado “ n_f ”, favorecen un menor número de filas de tubos “ N_r ”, y por tanto una menor longitud de intercambiadores.



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

Como cabe esperar, la optimización de acuerdo con algún criterio concreto penaliza de alguna manera al resto de características del intercambiador, por lo que, en función del caso concreto, se deberá llegar a una solución de compromiso entre varios criterios de forma que se pueda obtener una solución satisfactoria a un coste razonable.

Como ejemplo de lo anterior, en el apartado 10.2.1, se han representado las soluciones obtenidas para los criterios de “mínima área de transferencia”, “mínima cantidad de material utilizado” y “mínima longitud de intercambiadores” para unos valores concretos de “ancho” y “alto” de cerramiento de caldera. Dichas soluciones difieren sustancialmente en los valores de determinados parámetros útiles desde el punto de vista de diseño, por lo que parece razonable que en el estudio para una aplicación concreta se contemple el análisis de varios criterios diferentes para elegir la solución más adecuada al caso.

12. TRABAJOS FUTUROS

Como se ha indicado tanto en el apartado de introducción como en anterior de conclusiones, para un correcto dimensionado del tamaño y la configuración de una planta de ciclo combinado, es necesario evaluar su comportamiento, no solo en el punto de diseño, sino también fuera de él, ya que este tipo de centrales de producción eléctrica poseen gran capacidad de adaptación a diferentes cargas, debido a que son capaces de variar considerablemente la potencia entregada en tiempos suficientemente cortos (de hecho, es posible que funcione durante su vida útil un número elevado de horas a cargas parciales o esté sometido a numerosos arranques y paradas).

- En este sentido, como trabajo futuro, se propone el estudio del funcionamiento del ciclo fuera del punto de diseño particularizado para alguna solución concreta de las obtenidas anteriormente.
- Por otra parte, hay que mencionar la importancia creciente de las energías renovables en el apoyo a la producción de energía eléctrica. En este sentido, y al margen de las plantas termosolares y fotovoltaicas convencionales, hay que mencionar la existencia de plantas híbridas de ciclo combinado con energía solar.

Actualmente, en la integración de energía solar en plantas de generación de ciclo combinado se pueden distinguir dos técnicas claramente diferenciadas en función del fin que persigue cada una de ellas.

- Mayor capacidad de producción eléctrica en el Ciclo de Gas:

La contribución solar se puede emplear en la refrigeración del aire de admisión de la turbina de gas, lo que permitiría aumentar el gasto de gas a través del ciclo y, con ello la capacidad de producción de energía.

La gran ventaja de esta técnica se presenta en las épocas cálidas, cuando la contribución solar es máxima y la punta de demanda crece. Por contra, en estas épocas, las plantas convencionales de ciclo



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

combinado pierden capacidad debido al aumento de la temperatura ambiente.

Dentro de esta técnica se distinguen dos tecnologías que se pueden utilizar para conseguir este objetivo:

- ✓ Refrigeración mediante enfriador mecánico: en este caso la energía necesaria para la refrigeración es generada en una planta solar fotovoltaica.
- ✓ Refrigeración mediante máquina de absorción: el vapor necesario para el funcionamiento de la máquina de absorción es generado mediante captadores solares térmicos directamente.
- Aumento de capacidad de producción en el Ciclo de Vapor o Ahorro de combustible:

En este caso, la contribución solar se utiliza en un generador de vapor como apoyo a la función que realiza la caldera recuperadora.

Por tanto, se tendrían las siguientes opciones:

- ✓ Aumentar la capacidad de producción del ciclo de vapor: utilizando una caldera recuperadora y una turbina de vapor de mayor capacidad que las del ciclo combinado convencional correspondiente, de forma que se permita el “extra” de vapor generado en el campo solar, todo ello dentro de unos límites, para no penalizar la eficiencia del ciclo de vapor en ausencia de contribución solar.
- ✓ Ahorro de combustible: la idea es ser capaz de aprovechar la energía solar disponible en cada momento de forma que se pueda disminuir el gasto de combustible correspondiente permitiendo la misma capacidad de producción que el ciclo combinado convencional.



ESTUDIO TERMODINÁMICO DE UNA PLANTA DE CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS Y PRE-DISEÑO DEL HRSG

Queda por tanto expuesto un amplio campo de estudio en lo referente al diseño y optimización de este tipo de centrales híbridas, ya que a la importancia de las condiciones ambientales del emplazamiento de una planta de ciclo combinado convencional, se suma un nuevo abanico de posibilidades a tener en cuenta debido a la introducción de tecnologías renovables.



13. BIBLIOGRAFÍA

1. **Cohen, H., Rogers, G. F. C. y Saravanamuttoo, H. I. H.** *Teoría de las turbinas de gas.* s.l. : Marcombo, 1982.
2. **Sabugal García, S. y Gómez Moñux, F.** *Centrales térmicas de ciclo combinado: Teoría y proyecto.* s.l. : Díaz de Santos, 2006.
3. *Numerical cost optimization and irreversibility analysis of the triple-pressure reheat steam-air GT commercial combined cycle power plants.* **Bassily, A.M.** s.l. : Applied Thermal Engineering, 2012, Vol. 40.
4. **Flagan, R.C. y Seinfeld, J.H.** *Fundamentals of air pollution engineering.* s.l. : Prentice Hall, 1988.
5. **Perry, R.H., Green, D.W. y Maloney, J.O.** *Perry's chemical engineers' handbook.* s.l. : McGraw-Hill, 1997.
6. *A thermodynamic analysis of different options to break 60% electric efficiency in combined cycle power plants.* **Chiesa, P. y Macchi, E.** s.l. : ASME, 2004, Vol. 126.
7. *ASME B31.1.* 2004.
8. *Optimal synthesis and design of Heat Recovery Steam Generation (HRSG) via mathematical programming.* **Manassaldi, J.I., Mussati, S. y Scenna, N.J.** s.l. : Applied Thermal Engineering, 2011, Vol. 36.
9. **Ganapathy, V.** *Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators.* s.l. : Marcel Dekker, Inc, 2003.
10. **Incropera, F.P. y DeWitt, D.** *Fundamentos de transferencia de calor.* s.l. : Prentice Hall.
11. **Crespo Martínez, A.** *Mecánica de fluidos.* s.l. : Thomson, 2006.
12. *Hidráulica en tuberías a presión.* s.l. : Cameron Hydraulic data.
13. *Advanced Technology Combined Cycles.* **Smith, R.W., y otros.** GER-3936A, s.l. : General Electric.